

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

# **Navíjení gumových proužků**

*Spooling of Rubber Strips*

Student:

Vítězslav Filip

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Ostrava: 20.5.2019

## Zadání bakalářské práce

Student: **Vítězslav Filip**  
Studijní program: **B2341 Strojírenství**  
Studijní obor: **2302R010 Konstrukce strojů a zařízení**  
Specializace: **70 Zemní, těžební a stavební stroje**  
Téma: **Navíjení gumových proužků  
Spooling of Rubber Strips**  
Jazyk vypracování: **čeština**

### Zásady pro vypracování:

V rámci bakalářské práce zpracujte řešerši dané problematiky. Dále popište současnou metodu navíjení gumových pásek s definovanou roztečí na cívky. Proveďte analýzu této relativně nevyhovujícího způsobu navíjení a navrhněte konstrukci, která daný problém bude eliminovat. Pro navržené konstrukční řešení proveďte pevnostní a případně také kinematické a další nutné výpočty a analýzy. Dále zpracujte výkresovou dokumentaci v požadovaném rozsahu. Detailní specifikaci provozních, manipulačních a dalších parametrů určí zadavatel práce – Semperflex Optimit s.r.o.

### Seznam doporučené odborné literatury:

JERÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 1999. 119 s.  
LEINVEBER, J. - ŘASA, J. - VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Praha: Scientia, 1999. ISBN 80-7183-164-6  
KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře - části spojovací*. Ostrava: Ediční středisko VŠB-TUO, Ostrava, 2007. ISBN 978-80-248-1290-8  
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.  
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: ČNI, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

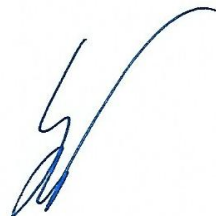
Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry



prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....20.5. 2019.....

.....Filip.....

Vítězslav Filip

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 20.5.2019

.....  
.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Vítězslav Filip

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Bělotín 89

## **ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

FILIP, V.: *Navíjení gumových proužků*. Ostrava: Katedra výrobních strojů a konstruování – 340, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2019. 52 s. Bakalářská práce, vedoucí: Fries, J.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem zařízení pro separaci nařezaných proužků. V úvodu práce je vypracována rešerše ohledně postupu výroby vysokotlaké hadice, používaných bubnů a manipulace s nimi. Následuje popis problému dosavadního postupu oddělování pásků až k jejich namotávání a jsou představeny návrhy řešení odstraňující občasný nežádoucí problém při výrobě. U vyhovujícího návrhu je vykreslený princip jeho funkce. Následuje výpočetní část, přičemž je na základě vypočteného tahu v páscích sestrojen rozbor sil působících na nejvíce namáhaný trn a ten je poté zkontrolován pevnostním výpočtem metodou konečných prvků. Z dalších rozborů na daných trnech je zjištěná výsledná síla zatěžující komplexní konstrukci. Na účinky od této síly jsou dimenzovány nejen čepy, ale také svar a šrouby. Součástí práce je výkres kompletní sestavy navržené konstrukce a výrobní výkresy jednotlivých dílů.

## **ANNOTATION OF BACHELOR THESIS**

FILIP, V.: *Spooling of Rubber Strips*. Ostrava: Department of Production Machines and Design – 340, Faculty of Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2019. 52 pages. Bachelor thesis, supervisor: Fries, J.

This bachelor thesis deals with the construction design of a device for separating cut strips. The introduction of the thesis provides a review of the process of manufacturing high-pressure hoses, used drums and manipulating with them. It is followed by an explanation of the problem of separating strips until their taping, the way it has been done so far. Then there is a presentation of proposed solutions to eliminate the occasional unwanted problem during production. As an addition to the proposed solution there is a delineation of the principle of its function. After that there is a calculation part, in which based upon the calculated force on the strips, there is an analysis of the forces pressing the most stressed thorn. That thorn is then strength-checked using the finite element method. From the analysis of the rest of the thorns, the overall strength forcing the complex construction is found. From the effects of these forces are dimensioned not only cogs, but also weld and screws. The design drawing of the complete device assembly and the working drawing of the each part are included.

## Obsah

Seznam použitých označení .....	7
1 Úvod.....	9
2 Rešerše .....	10
2.1 Postup výroby vysokotlaké hadice .....	10
a) Výroba trnu.....	10
b) Výroba duše .....	10
c) Navinutí drátu.....	11
d) Zhotovení finální vrstvy hadice .....	12
e) Vulkanizace hadice .....	13
f) Vytlačení trnu a finální operace .....	14
2.2 Používané bubny .....	15
2.3 Manipulace s bubny .....	16
3 Analýza problému.....	17
4 Konstrukční návrhy odstraňující problém .....	18
4.1 Nevyhovující návrhy .....	18
4.1.1 Ponechání dvoubřitého nože.....	18
4.1.2 Využití jednobřitého nože .....	18
4.2 Vyhovující návrh.....	19
4.2.1 Konstrukce.....	20
5 Výpočtová část.....	21
5.1 Výpočet tažné síly pásu.....	21
5.2 Výpočet výsledné síly působící na tenkostěnný obdélníkový profil (dále už jen jekl) ve směru pohybu pásků.....	23
5.3 Výpočet reakcí v čepích od osamělé síly $F_c$ .....	30
5.4 Navržení průměru zajišťovacího čepu a jeho kontrola .....	32
5.5 Kontrola hlavního čepu .....	33
5.6 Výpočet reakcí v čepích od točivého momentu .....	35
5.7 Kontrola koutového svaru .....	37
5.8 Kontrola šroubů.....	42
6 Závěr .....	48
7 Literatura.....	49
8 Seznam příloh .....	51

## Seznam použitých označení

$F$	Tahová síla v pásu, síla	[N]
$F_c$	Celková posouvající síla	[N]
$F_k$	Tahová síla v jednom pásu	[N]
$F_M$	Přídavná tahová síla	[N]
$F_N$	Normálová síla	[N]
$F_0$	Předpětí ve šroubu	[N]
$F_T$	Třecí síla	[N]
$F_V$	Výslednice symetrických sil	[N]
$G$	Modul pružnosti ve smyku, tíha	[Pa], [N]
$I_k$	Moment tuhosti v krutu	[m <sup>4</sup> ]
$J_p$	Moment setrvačnosti průřezu polární	[mm <sup>4</sup> ]
$J_y$	Moment setrvačnosti průřezu osový	[mm <sup>4</sup> ]
$L$	Délka	[mm]
$M_k$	Točivý (kroutící) moment	[N · m]
$M_0$	Ohybový moment	[N · m]
$P$	Stoupání závitu	[mm]
$R$	Reakce	[N]
$R_e$	Mez kluzu materiálu v tahu	[MPa]
$W_k$	Průřezový modul odporu v krutu	[mm <sup>3</sup> ]
$W_o$	Průřezový modul odporu v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]
$a$	Velikost svaru, délka	[mm]
$b$	Délka, tloušťka	[mm]
$c$	Tloušťka	[mm]
$d$	Délka, průměr	[mm]
$e$	Délka	[mm]
$f$	Součinitel smykového tření	[-]
$f_0$	Součinitel adheze	[-]
$f_z$	Součinitel smykového tření v závitech	[-]
$g$	Gravitační zrychlení, délka	[m · s <sup>-2</sup> ], [mm]

---

h	Délka	[mm]
i	Počet nařezaných pásků	[-]
k	Bezpečnost proti prokluzu spojovaných částí	[-]
$k_s$	Statická bezpečnost	[-]
l	Šířka	[mm]
m	Hmotnost	[kg]
m	Tloušťka	[mm]
n	Výška	[mm]
o	Tloušťka	[mm]
p	Tlak	[MPa]
r	Délka	[mm]
s	Tloušťka	[mm]
t	Délka	[mm]
u	Vzdálenost	[mm]
v	Vzdálenost	[mm]
w	Vzdálenost	[mm]
x	Délka	[mm]
y	Délka	[mm]
$\alpha$	Úhel odklonění pásků, úhel profilu závitu	[°]
$\beta$	Úhel, součinitel tloušťky koutového svaru	[°], [-]
$\sigma$	Normální napětí	[MPa]
$\tau$	Smykové napětí	[MPa]
$\varphi'$	Redukovaný třecí úhel	[°]
$\Psi$	Úhel stoupání závitu	[°]

---



## 1 Úvod

V dnešní vyspělé době plné různých důmyslných zařízení v jakékoli průmyslové oblasti je potřeba hadic. Tato zdánlivě banální součást se vyskytuje v každém stroji, v každé domácnosti. Slouží k transportu či k rozvodu tekutin a plynů na kratší vzdálenosti. Jedná se obvykle o formu pryžového nebo plastového potrubí, které musí být pružné, ohebné a do jisté míry i odolné jak vůči nedestruktivnímu mechanickému namáhání, tak i vůči vnitřnímu přetlaku nebo podtlaku přepravovaného media [3]. Vyrábí se hadice průmyslové nebo vysokotlaké. Průmyslovky jsou vyráběny stejným způsobem jako hydraulické jen s tím rozdílem, že místo drátu jsou zpevněny přízí. Proto nejsou určeny pro vysoké tlaky. Průmyslové hadice se vyrábí převážně z gumy, ale existují také PVC hadice, které se zhotovují z granulí. Výrobou a kompletací hadic se zabývá spousta firem včetně firmy Semperflex Optimit s.r.o., vyrábějící různé druhy – od zahradních až po vysokotlaké hadice z různých materiálů vyjma plastů.

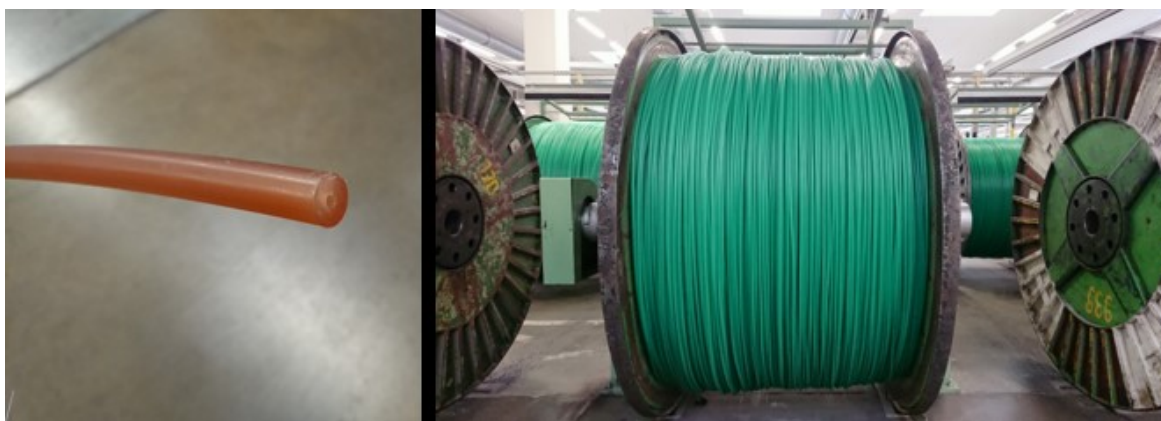
V mé bakalářské práci se zabývám konstrukčním řešením úpravy namotávání pásků na cívku pro zjednodušení a vyšší efektivitu výroby. Ony pásky se používají právě u výroby vysokotlakých hadic. Dávají se jako mezivrstva mezi jednotlivé oplety, aby po sobě neklouzaly a neodíraly se. Oplety mají za úkol vyráběnou hadici zpevnit, což je pro jejich správnou funkci a bezpečnost nezbytné. Aby bylo zcela jasné, v jaké fázi výroby se můj řešený úkol nachází, v rešerši popíši postup výroby vysokotlaké hadice.

## 2 Rešerše

### 2.1 Postup výroby vysokotlaké hadice

#### a) Výroba trnu

Samotná výroba takové hadice začíná zhotovením takzvaného trnu. Z granul, které se podtlakem nasávají do tavicí komory se šnekem, který tlačí roztavený granulát do tlakové hlavy s hubicí o požadovaném průměru, se vyrábí trn. Protože je horký, musí se schladit. Putuje proto ve vodě vanou a následně se po kontrole průměru navíjí na buben. Nejdelší možná délka, která se dá navinout na buben o průměru 1500 mm činí 22 km. Této délky je ale možné dosáhnout jen u nejmenšího průměru trnu (5 mm). Špatné trny se drtí a znovu posílají do výroby. Manipulací (nejčastěji koulením, nebo u bubnů s podestou s využitím elektrického paletového vozíku anebo vysokozdvížného vozíku) se tento přípravek následně dostane k druhému stanovišti a tím je natažení duše hadice.



*Obrázek 2.1.1 Vlevo detail trnu a vpravo navinutý trn na bubnu.*

#### b) Výroba duše

Než se první vrstva hadice začne kompletovat na připravený trn, je potřeba pro duši vyrobit polotovar (obr. 2.1.2). Jde o směs, která se zhotovuje ve válcovně. Každý druh hadice ji má svou vlastní, přičemž se odlišuje ve složení. Když je hotová, následuje její přístavení k výrobnímu stroji. Směs jde přes válečky do komory, kde se díky nahřátí zvětší její elasticita a pod vysokým tlakem se přes vytlačovací hlavu nanese na pohybující se trn. Nejvyšší možná rychlost výroby duše může dosahovat až  $160 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ . Záleží na průměru výrobku. Před navinutím na buben se duše popráškují, aby se jednotlivé vrstvy na sebe nepřilepily.



*Obr 2.1.2 Směs určená pro výrobu duše*



*Obr 2.1.3 Namotávání duše na buben*

### **c) Navinutí drátu**

Aby se hadice zpevnila a splňovala tak normy, je potřeba na duši navinout po celém obvodu drát (oplet). Podle typu hadice se oplete jedna až čtyři vrstvy. A zde přicházejí na řadu právě nařezané a na cívce navinuté pásky gumy (tzv. meziguma). Opletaná duše první vrstvou drátem si mezigumu táhne a ta se automaticky obtočí kolem již opletené duše a následně

je meziguma překrytá další vrstvou opletu. Jejím smyslem je tudíž zabránit kontaktu mezi jednotlivými vrstvami opletu, které by se mohly o sebe otírat, což by mohlo vést postupem času k prodření hadice. Děje se tak na oplétacím stroji, ve kterém jsou nosiče cívek, z kterých se odvíjí drát (obr. 2.1.4) na výrobek. Takto vzniklá vrstva je vyobrazená na obrázku 2.1.5.



*Obr 2.1.4 Drát navinutý na cívce*



*Obr 2.1.5 Hadice obalená drátem na bubnu*

#### **d) Zhotovení finální vrstvy hadice**

Stejným strojem jako u výroby duše se vyprodukuje i finální vrstva ochraňující vnitřek hadice před mechanickým či chemickým poškozením.





*Obr 2.1.6 Hadice opatřená finální vrstvou*

#### **e) Vulkanizace hadice**

Po hotovém zkompletování přichází na řadu zabandážování hadice a následná její vulkanizace. Ta se provádí v kotli, v němž teplota páry může dosahovat až 137 °C. Pomocí řetězového pohonu a podvozku na kolejích v úrovni podlahy dochází k zajištění a vyjždění podvozku s bubny s hadicemi dovnitř nebo z kotle ven. Po vulkanizaci se hadice odbandážuje.



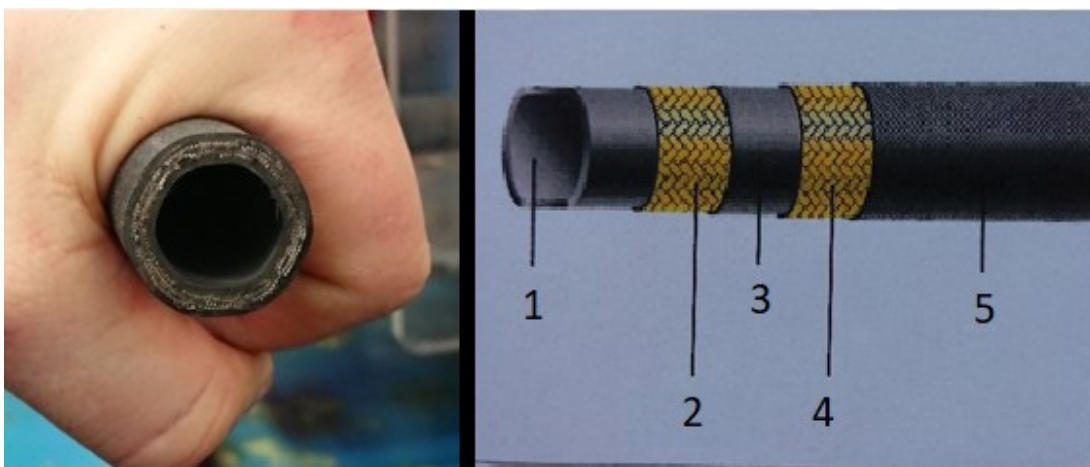
*Obr 2.1.7 Zabandážovaná hadice před vulkanizací*

#### f) Vytlačení trnu a finální operace

Když je hadice po podrobení tepelného procesu, přichází na řadu vytlačení trnu, který do této doby držel správnou válcovitost hadice. Vytlačování probíhá za pomoci vysokotlakého čerpadla. Hadice se navine na takzvaný zkušební buben a poté se jeden její konec upne do hydraulické hlavy. Vysokým pulsujícím tlakem se posléze trn vytlačuje, přičemž druhý konec hadice se kvůli rázům upne do čelistí. Když je trn venku, provede se odzkoušení hadice na předepsaný tlak, zda v ní není nějaká výrobní vada. Nyní je hadice hotová a následuje její řezání a armování dle požadavků zákazníka. Pro lepší představu je na obrázku 2.1.9 znázorněn detail hotové hadice v řezu a v jednotlivých vrstvách.



Obr 2.1.8 Stroj na vytlačování trnu



Obr. 2.1.9 Řezy hotovou hydraulickou hadicí

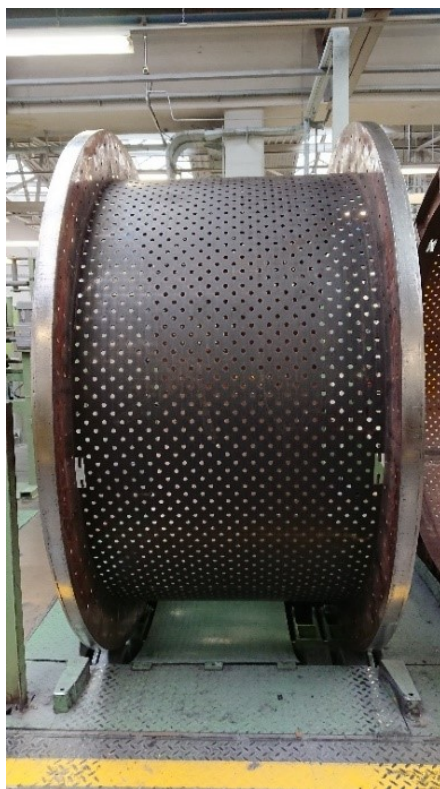
1 – duše, 2 – první oplet, 3 – meziguma, 4 – druhý oplet, 5 – venkovní vrstva hadice

## 2.2 Používané bubny

Ve firmě Semperflex Optimit s.r.o. se používají čtyři velikosti bubnů. Nejmenší z nich má průměr 1500 mm. Dále se používají bubny o průměrech 1800 mm, 2200 mm a 2500 mm, přičemž poslední jmenovaný se používá primárně k vulkanizaci. Po obvodě pláště jsou opatřeny dírami, skrze ně proudí pára a lépe se tak hadice provaří.



*Obr. 2.2.1 Buben o průměru 1500 mm.*



*Obr. 2.2.2 Buben o průměru 2200 mm.*





Obr. 2.2.3 Buben o průměru 2500 mm.

### 2.3 Manipulace s bubny

V průběhu výroby hadice, ať už vysokotlaké nebo průmyslové, je potřeba několikrát převést či přemístit bubny s jednotlivými polotovary nacházejících se v určité fázi výroby na následující operaci. Jelikož postup výroby je pevně daný a některé výrobní linky se stroji jsou umístěné zvlášť, musí se s výrobkem manipulovat i na delší vzdálenosti. Tohle je případ u výroby trnu a směsi. Směs se produkuje v samostatné hale (válcovně) a trny v jiné, též separované od ostatní výroby. Proto jsou některé bubny opatřeny loži, pod které se mohou napíchnout vidle od vysokozdvížného vozíku a převážet je tak. Stejně je řešena i paleta na směs pro výrobu duše či obalu. Vysokozdvížný vozík (slangově zvaný ješterka, zdvižka, ekonor, zkratka VZV) je mobilní stroj používaný nejčastěji v logistice, stavebnictví, lesnictví i jinde pro převážně vertikální manipulaci s materiálem. Pohon vozíku je zajištěn spalovacím nebo elektrickým motorem [4]. Ve firmě je používán výlučně elektrický, neboť má nulové emise a často je využíván i uvnitř hal.

Pro přepravu bubnů na kratší vzdálenosti po hale je využíván i elektrický nízkozdvížný vozík (slangově „paleták“). Pojezd i hydraulické čerpadlo zdvihu jsou poháněny elektromotory. Zdrojem energie jsou zabudované akumulátory [5]. Opět je nezbytně nutná přítomnost loží, přes které dochází ke zvedání břemene.

Pro nejkratší vzdálenosti, zpravidla pro ustanovení ke stroji či k uschování na bezpečných místech se bubny s rozpracovanou hadicí koulí pomocí lidské síly.

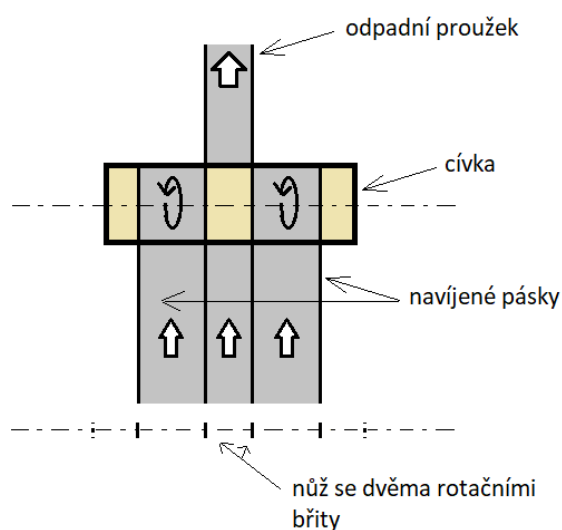


### 3 Analýza problému

Finální podoba polotovaru je pevně daná. Na cívku se musí namotat dvě role proužků s mezerou mezi nimi (obr. 3.1). K tomu, aby se mezera vytvořila se nyní využívá nůž se dvěma břity. Souvislý rozválcovaný pás je tažen k nožům umístěných do série, přičemž lze s nimi manipulovat a měnit tak šířku nařezaných pásků. Nařezané pásky jsou dále vedeny k cívkám, na které se navíjí. Povrch cívek musí být děrovaný, neboť první vrstva gumy přilne na jejích obvod pomocí podtlaku. Zde je ale zásadní problém. Občas se totiž stane, že odpadní pás vznikající mezi břity nožů se namísto projetí pod cívkou navine taktéž. Celý smysl této koncepce je patrný ze schématu níže. Aby se tomuto problému zamezilo, navrhuji několik způsobů řešení.



Obr. 3.1 Namotané proužky na cívce



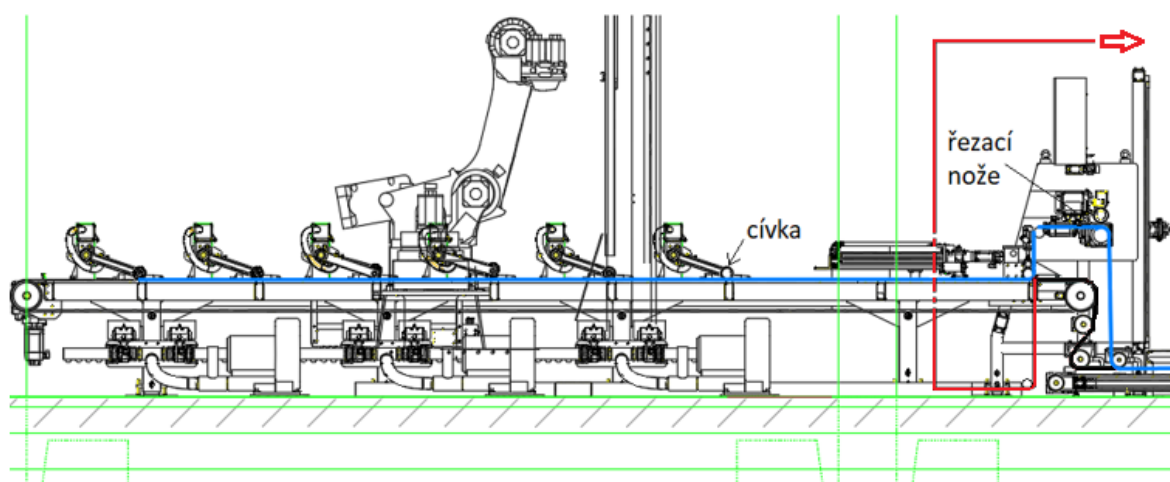
Obr. 3.2 Schéma dosavadní výroby pomocí nože s dvěma břity

## 4 Konstrukční návrhy odstraňující problém

### 4.1 Nevyhovující návrhy

#### 4.1.1 Ponechání dvoubřitého nože

První možností je ponechat dvoubřitý nůž a tím pádem i odpadní proužek a jen ho namísto tahání po pásu a následně pod cívku vyvést k podlaze. Zde by se musel krájet na kousky nějakým mechanismem (například rotujícím kotoučem s nožem, který by při každé jeho otočce pás rozřízl) a dopravníkovým systémem přivádět odpad zpět do nahřívacího zařízení (kalandru), kde by materiál změknuł a znovu se potom používal na rozválcování celistvého pásu. Tento koloběh by byl ale velmi nákladný a taky by dopravníková trať zabírala místo vedle stroje (i když by značná část vedla vysoko nad pracovištěm). Z tohoto důvodu se tento návrh zamítá – nicméně na obrázku je zobrazeno schéma takového řešení. Pásky by se navíjeli na cívky (modrá čára), kdežto odpadní kusy proužků by se táhly k podlaze a zpět do kalandru (červená čára).



Obr. 4.1 Schéma možného vedení odpadního pásu zpět do kalandru

#### 4.1.2 Využití jednobřitého nože

Další řešení vychází z úvahy odstranit odpadní pás (meziproužek) a předejít tak nechtěnému navíjení i jeho nutnému zpracování. To by se docílilo jednoduchým jednobřitým nožem, který je na stroji rovněž k dispozici.

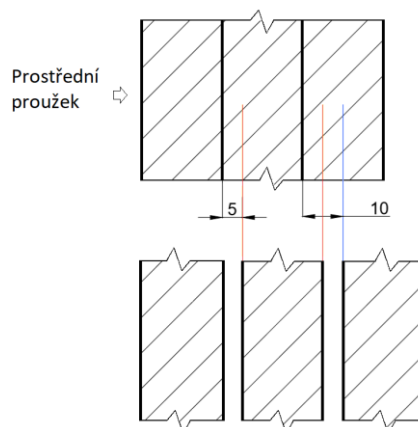
---

Myšlenka je taková, že by se pásy navíjely na cívku bez mezery a po dokončení by se jen jednoduše cívka vzala a tahovou silou by se pláště i s rolemi od sebe oddělily. Ovšem nic není dokonalé, a tak i tohle řešení má své mouchy. Prvním problémem je, že hrozí reálné překrytí jednotlivých vrstev při namotávání. Pak by od sebe pásy nešly oddělit a nebyly by rovně namotané, což by mohlo způsobit jejich padání z cívky. Tohle by se sice dalo konstrukčním zásahem eliminovat, ale operace by byla znovu vzhledem na kvantitu cívek nákladná. Druhé úskalí spočívá v konstrukčním předělání cívek a také v tom, že by pracovníci byli nadměrně zatěžováni a přibyla by jím tímto ještě další práce navíc. Byl by to krok zpět od automatizace linky. Proto ani tento návrh není vhodný, a tak nabízím jiné řešení popsané dále.

## 4.2 Vyhovující návrh

Jelikož ani jeden z výše popsaných dvou diametrálně odlišných konstrukčních návrhů není vhodný pro vyřešení současného problému s navíjením, je jasné, že další možností je na cívku namotávat již pásy od sebe s dostatečnou mezerou oddělené. Tato idea je jádrem pudla pro další konstrukční postup, jak toho docílit.

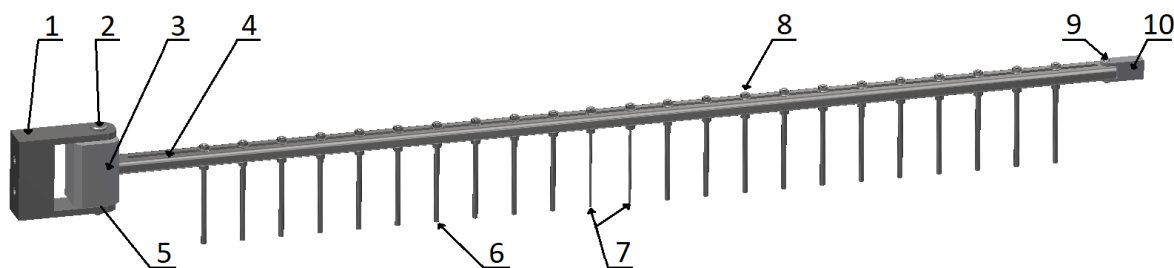
Samotná separace jednotlivě nařezaných proužků jednobřitým nožem není vůbec jednoduchá. Je si totiž potřeba uvědomit, že vzniklé proužky jsou lineárně taženy vedle sebe a pro mezeru tak není místo. Pokud bychom ji dosáhli, proužek by překryl ten vedlejší, čemuž se musíme vyhnout. Proto je logické vždy sousední proužek posunout o násobek předchozího. Tak se zajistí vždy stejná mezera mezi proužky. Krajní proužek tudíž bude vychýlený nejvíce. Jelikož stroj může nařezat až 24 proužků (tyto proužky se navíjejí na cívku po dvojicích, při počtu 12 proužků samostatně), při mezeře 5 mm by se musel poslední proužek vychýlit o 115 mm. To šířka poháněného pásu sice umožňuje, avšak délková vzdálenost od nožů po přítlačný buben je příliš malá (na této vzdálenosti se dá umístit zařízení) a pásek by se neakceptovatelně lámal. Proto se začne oddělovat od prostředního ke krajnímu na jednu stranu a zrcadlově taktéž na druhou. Takto se zmenší vychýlení krajního na 60 mm. Prostřední proužek se vychylovat nebude. Princip násobného posouvání je patrný ze schématu 4.2 ukazující oddělení jen na jednu stranu.



Obr. 4.2 Schéma násobků

#### 4.2.1 Konstrukce

Samotné proužky se budou od sebe separovat pomocí ocelových trnů. Ty budou umístěny na tenkostěnném obdélníkovém profilu v symetrii a dotažené maticí. Dva trny, umístěné nejbližší středu drážky, budou mít menší průměry. Je to proto, aby se prostřední, nevychylující se pásek o trny nezachytával (musí být mezi ním a trny mezera). Takto navržené řešení bylo ve firmě vzorkovým kouskem konstrukce odzkoušeno s pozitivním výsledkem – guma je dosti elastická a řešení funguje. Zařízení bude přichyceno k rámu stroje ze strany držáku pomocí dvou šroubů. Úchyt na straně druhé bude též pomocí šroubů přichycený na pevně ke stroji. Neboť je horší varianta na namáhání konstrukce od sebe oddělovat 24 proužků o šířce 55 mm než 12 o dvojnásobné šířce, budu počítat a dimenzovat díly na tuto situaci. Celková konstrukce i s popisem důležitých dílů zmíněných dále v textu je vyobrazena na obrázku 4.3.



Obr. 4.3 Celková konstrukce

- 1 – držák, 2 – hlavní čep, 3 – kostka, 4 – obdélníkový tenkostěnný profil (jehl),  
 5 – podložka, 6 – průměrově větší trny, 7 – průměrově menší trny, 8 – matice,  
 9 – zajišťovací čep, 10 – úchyt

## 5 Výpočtová část

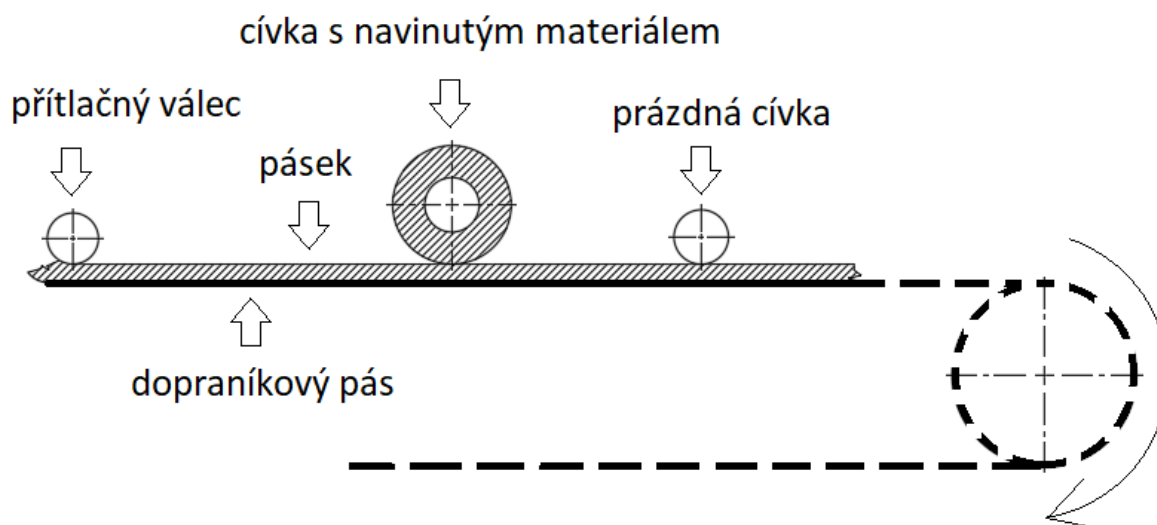
### 5.1 Výpočet tažné síly pásu

Abych určil síly působící na rozdělovací trny a z nich na další komponenty, musím nejdříve vypočítat maximální tahovou sílu v řezaném pásu podle vztahu 5.1.1, kterou mu dokáže dopravníkový pás předat, aniž by došlo k jeho proklouznutí.

$$F = F_T = F_N \cdot f_o \quad (5.1.1)$$

Normálová síla  $F_N$  [N] se získá ze vztahu 5.1.2, přičemž do její velikost se promítne:

- tíha od samostatných pásků,
- tíha od přitlačného válce,
- tíha od plně namotaných cívek,
- tíha od prázdných cívek.



Obr. 5.1.1 Veškeré tíhy přitlačující nařezané pásy na dopravníkový hnací pás

$$F_N = (m_1 + m_2 + m_3 + m_4) \cdot g = (248 + 31,2 + 372 + 14,9) \cdot 9,81$$

$$F_N = \mathbf{6\,534\,N} \quad (5.1.2)$$

Kde vstupní data pro další výpočty ve formě jednotlivých hmotností zatěžujících dopravníkový pás jsou uvedeny v tabulce 1.

Tabulka 1 Hmotnosti součástí zatěžující dopravníkový pás

Součást	Hmotnost jednoho kusu	Označení hmotnosti	Hmotnost působící na dopravníkový pás
Přítlačný válec	248 kg	$m_1$	$1 \cdot 248 = 248 \text{ kg}$
Prázdná cívka	2,6 kg	$m_2$	$12 \cdot 2,6 = 31,2 \text{ kg}$
Plná cívka	31 kg	$m_3$	$12 \cdot 31 = 372 \text{ kg}$
Nařezané pásy	-	$m_4$	14,9 kg

Součinitel adheze (součinitel tření za relativního klidu)  $f_o$  [-] se vypočítá ze vztahu:

$$f_o = \frac{F_T}{F_N} = \frac{0,11}{0,13} = \mathbf{0,846} [-] \quad (5.1.3)$$

Jelikož jsem v žádných tabulkách nenašel odpovídající velikost součinitele adheze mezi gumou a materiálem pásu, musel jsem si ho změřit a vypočítat.

Měření třecí síly  $F_T$  [N] probíhalo tak, že jsem měl siloměr v kontaktu (vodorovně) s pásem a působil jsem na něj rostoucí tahovou silou. V okamžiku, kdy se měřený vzorek dal do pohybu, mi přístroj ukázal hodnotu 0,11 g (po jejím uložení jsem siloměr pro lepší čitelnost naklonil a fotku vyfotil). Je ovšem nutno podotknout, že tuto hodnotu a tím pádem i součinitel adheze silně ovlivnila účast prášku na povrchu dopravníkového pásu. Ten se práškují, aby se k němu guma nepřilepovala. Hmotnost vzorkového pásu pak činila 0,13 g.



Obr. 5.1.2 Naměřené hodnoty.

Dosazením vztahů (5.1.2) a (5.1.3) do rovnice (5.1.1) se pak získá velikost maximální tahové síly v řezaném pásu, aniž by na dopravníkovém proklouznul:

$$F = F_T = F_N \cdot f_o = 6\,534 \cdot 0,846 = \mathbf{5\,528\,N} \quad (5.1.4)$$

Tahová síla v jednom pásu se vypočte dle vztahu:

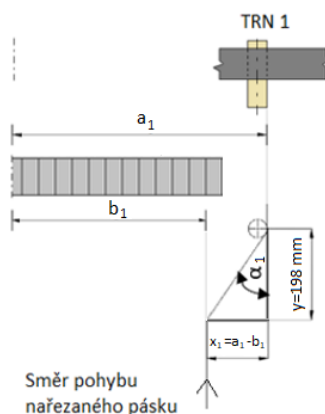
$$F_k = \frac{F}{i} = \frac{5\,528}{24} = \mathbf{230,3\,N} \quad (5.1.5)$$

Kde  $i$  [-] je počet nařezaných pásků.

## 5.2 Výpočet výsledné síly působící na tenkostěnný obdélníkový profil (dále už jen jekl) ve směru pohybu pásků

Spočtena tažná síla v pásu způsobuje při kontaktu s vodícím trnem jeho namáhání, přičemž do velikosti zatížení se přímo úměrně promítne úhel odklonění pásků. Tím je jasné, že krajní trn bude namáhán nejvíce. Výpočet úhlu odklonění krajního pásku ukazuje schéma 5.2.1. Vzdálenost trnu od středu drážky při mezeře mezi pásky 5 mm činí  $a_1 = 692,5$  mm a délka k poslednímu řezu pásku je  $b_1 = 632,5$  mm. Vodorovná délka posunutí krajního pásku bude:

$$x_1 = a_1 - b_1 = 692,5 - 632,5 = \mathbf{60\,mm} \quad (5.2.1)$$

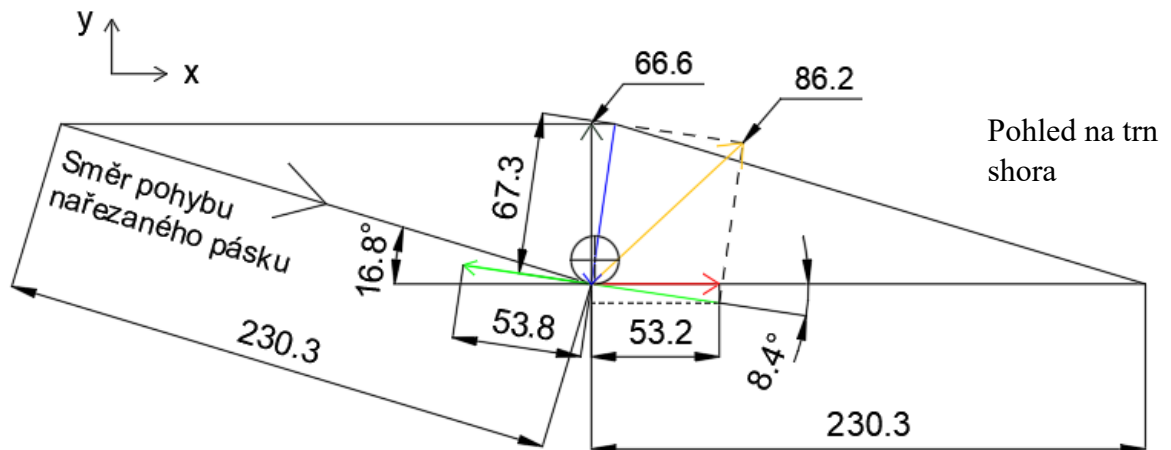


Obr. 5.2.1 Výpočtové schéma

Vzdálenost možného posunutí po směru pohybu pásků činí 198 mm (hodnota  $y$ ). Úhel  $\alpha_1$  [°] se potom vypočítá dle vztahu:

$$\alpha_1 = \arctg \left( \frac{x_1}{y} \right) = \arctg \left( \frac{60}{198} \right) = \mathbf{16,8^\circ} \quad (5.2.2)$$

Nyní, když znám potřebný úhel, můžu udělat silový rozbor působení sil na onen krajní trn:



Obr. 5.2.2 Rozbor sil působících na krajní trn

Jak je patrné ze silového rozboru, doplněním spočítaných sil  $F_k$  [N] na rovnoběžník vzejde velikost a směr normálové síly  $F_{N1}$  [N] působící na trn (modrá čára). Ta leží totiž na uhlopříčce vzniklého rovnoběžníku a její hodnota činí 67,3 N. Sklopením této síly do ypsilonové osy podle zvoleného souřadného systému se získá velikost kolmé posouvající síly:

$$F_{y1} = F_{N1} \cdot \cos(\beta_1) = 67,3 \cdot \cos(8,4) = \mathbf{66,6 \text{ N}} \quad (5.2.3)$$

Třecí síla  $F_{T1}$  [N] (zelená čára) působící proti směru pohybu je kolmá na normálovou sílu a vypočítá se za pomoci součinitele smykového tření  $f$  [-]. Pro pryž a ocel se jedná o velikost 0,8 [-], viz [6]. Jelikož jde o rovnoměrný pohyb, tahová síla  $F_1$  [N] o opačné orientaci bude stejná. Velikost této síly je zřejmá ze vzorce 5.2.4:

$$F_{T1} = F_1 = F_{N1} \cdot f = 67,3 \cdot 0,8 = \mathbf{53,8 \text{ N}} \quad (5.2.4)$$

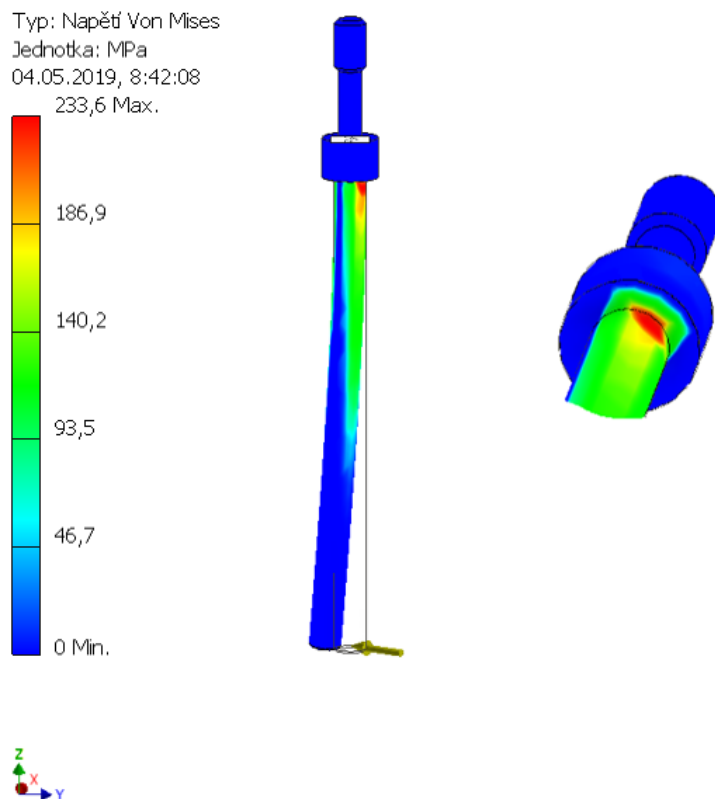
Rozklad tahové síly na x-ovou složku dle zvoleného souřadného systému bude:

$$F_{x1} = F_1 \cdot \cos(\beta_1) = 53,8 \cdot \cos(8,4) = \mathbf{53,2 \text{ N}} \quad (5.2.5)$$

Doplněním normálové síly  $F_{N1}$  [N] a tahové síly  $F_1$  [N] na rovnoběžník se získá velikost a směr výsledné síly zatěžující onen krajní trn (86,2 N). Jelikož bude ze všech trnů namáhaný nejvíce, podrobím ho MKP zkoušce.



Samotná pevnostní zkouška trnu metodou konečných prvků byla provedena v programu Inventor Professional 2019 od firmy Autodesk. Výsledné velikosti maximálního napětí v trnu po spuštění simulace je vidno z obrázku 5.2.3.



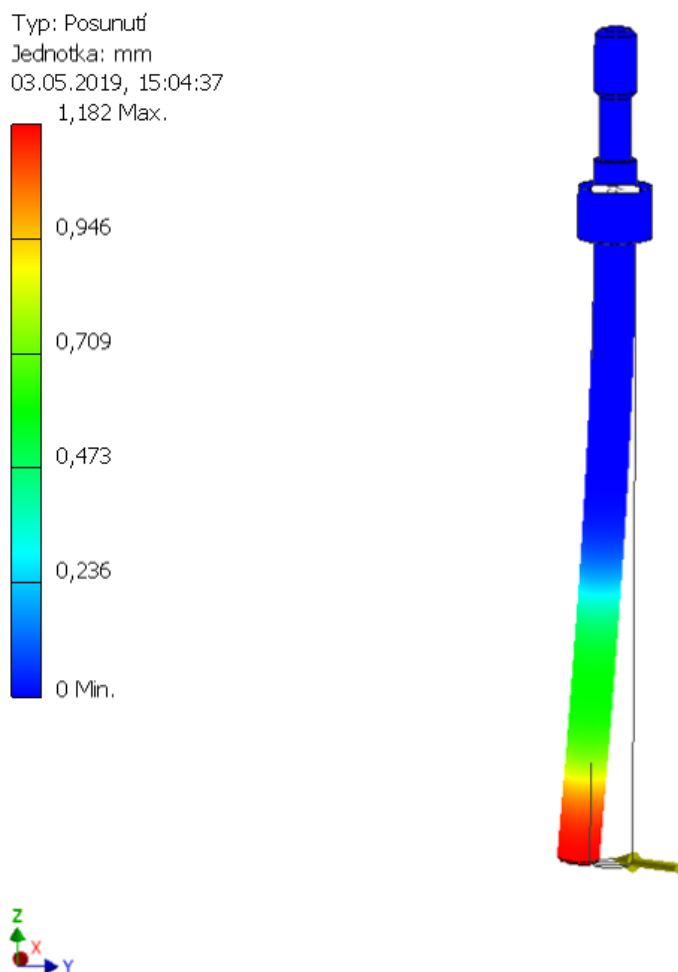
Obr. 5.2.3 Napětí Von Mises

K obdržení relevantních výsledků je potřeba zadat do programu povinné vstupy. Prvním z nich je definování materiálu zatěžované součásti. Jedná se o nelegovanou konstrukční ocel ČSN 11 523 (S355J0 dle EN 10025) s mezí kluzu  $R_e = 355 \text{ MPa}$ , viz [7]. Dále je nutné zadat vazbu omezující pohyb součásti. Po utažení matice se trn přitlačí na jekl a vzniklé tření na kontaktních plochách nedovolí v jeho pohybu – jedná se tedy o vazbu pevnou. Nakonec se definuje způsob zatížení. Jelikož je vždy snaha dimenzovat součásti na ty nejhorší možné nastalé situace a tím zajistit její bezpečnou funkci za běžných podmínek, dal jsem vypočtenou výslednou sílu na samotnou hranu zkosení trnu, přičemž působí v jednom bodě. Reprezentuje to nejdelší možné rameno, na kterém může síla od pásky působit a vytvářet největší možnou koncentraci napětí v materiálu. V praxi taková situace však nenastane, protože pásek bude vždy alespoň na nějaké ploše s trnem v kontaktu. Pro přehlednost místa největší kumulace napětí je trn v detailu pootočený, přičemž je zřejmé, že nejkritičtější místo je v jeho osazení. Zde se nachází totiž konstrukční vrub ovlivňující pevnost součásti.

Výsledná bezpečnost trnu vůči mezi kluzu v nasimulovaných podmínkách bude:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{MAX}} = \frac{355}{233,6} = 1,52 [-] \quad (5.2.6)$$

Podstatné je rovněž určit velikost posunutí trnu, neboť bude narušovat stanovenou mezeru mezi pásy. V nasimulovaných podmínkách se jedná o hodnotu 1,2 mm, což je akceptovatelné, avšak v praxi bude skutečná hodnota mnohem menší.



Obr. 5.2.4 Posunutí

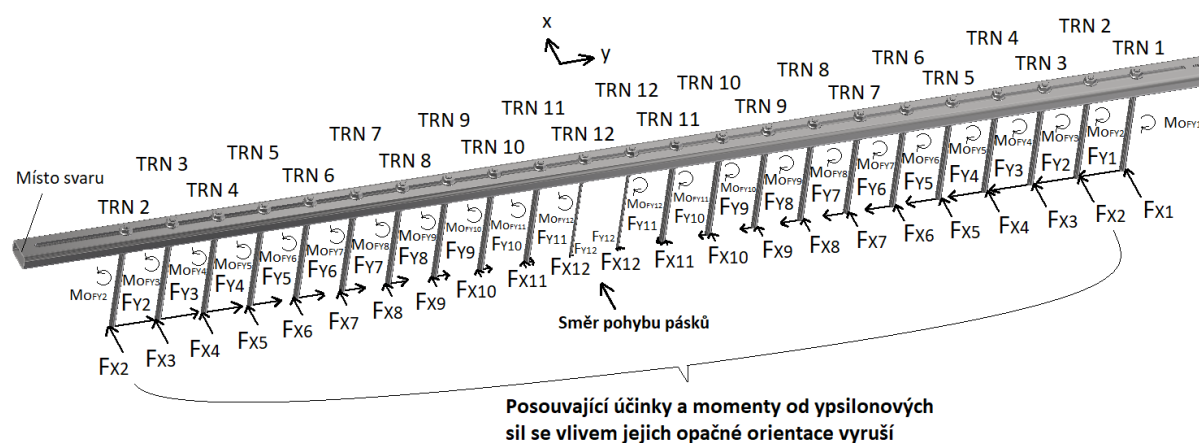
Z hlediska namáhání celkové konstrukce od zjištěných sil na krajním trnu se do dalších výpočtů promítne nejvíce x-ová složka síly snažící se celou konstrukci usmýknout. Účinky kolmých posouvajících sil na jednotlivých trnech se vlivem symetrie jejich rozmístění na jeklu navzájem vyruší a další komponenty tak od nich zatěžovány nebudou (kromě spočítané kolmé síly ze vzorce 5.2.3 na krajním trnu, který nemá dvojici symetrie – viz obr. 5.2.5). Tato jedna velikost je však tak malá, že se dá zanedbat. Zanedbat se dá i ohybový moment

působící na pásovou tyč vygenerovaný právě z této síly na úkor vyšší bezpečnosti svaru a čepu. Ostatní ohybové momenty od kolmých sil absorbuje díky symetrie jen jekl.

Dále se musí dopočítat ostatní velikosti x-ových složek sil na svých odpovídajících trnech – umístění dle obr. 5.2.5. Výsledky mezikroků a výsledné posouvající síly jsou ze stejných vzorců (5.2.1) až (5.2.5) a ze svých vlastních silových rozborů. Zapsány jsou v tabulce 2:

Tabulka 2 Vypočítané hodnoty

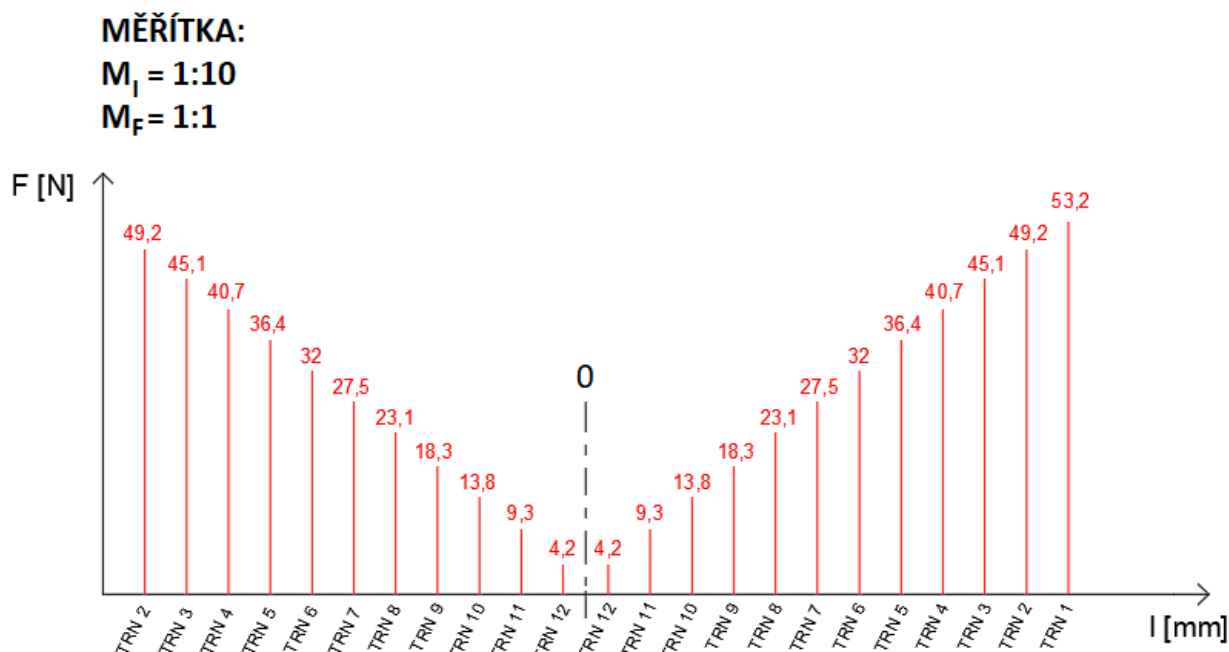
	TRN 1	TRN 2	TRN 3	TRN 4	TRN 5	TRN 6
$x_i [mm]$	60	55	50	45	40	35
$y [mm]$	198					
$\alpha_i [^\circ]$	16,8	15,5	14,2	12,8	11,4	10
$F_{Ni} [N]$	67,3	62,1	56,8	51,3	45,7	40,1
$F_{Ti} = F_i [N]$	53,8	49,7	45,4	41	36,6	32,1
$\beta_i [^\circ]$	8,4	7,75	7,1	6,4	5,7	5
$F_{xi} [N]$	<b>53,2</b>	<b>49,2</b>	<b>45,1</b>	<b>40,7</b>	<b>36,4</b>	<b>32</b>
	TRN 7	TRN 8	TRN 9	TRN 10	TRN 11	TRN 12
$x_i [mm]$	30	25	20	15	10	5
$y [mm]$	198					
$\alpha_i [^\circ]$	8,6	7,2	5,7	4,3	2,9	1,4
$F_{Ni} [N]$	34,5	28,9	22,9	17,3	11,6	5,2
$F_{Ti} = F_i [N]$	27,6	23,1	18,3	13,8	9,3	4,2
$\beta_i [^\circ]$	4,3	3,6	2,85	2,15	1,45	0,7
$F_{xi} [N]$	<b>27,5</b>	<b>23,1</b>	<b>18,3</b>	<b>13,8</b>	<b>9,3</b>	<b>4,2</b>



Obr. 5.2.5 Označení trnů

K dopátrání se jedné posouvající síly  $F_c$  [N] působící na plochou tyč ve směru pohybu pásků se nejprve vykreslí průběhy jednotlivých dílčích posouvajících sil téhož směru uvedených v tabulce 2. Poskládáním těchto sil do jedné se dá určit graficky její působíště a numericky i velikost, aniž by došlo ke změně silového účinku na jekl.

Vykreslení jednotlivých posouvajících sil:



Obr 5.2.6 Posouvající síly od jednotlivých trnů

Jak je patrné z diagramu, nebýt posouvající síly na trnu 1, bylo by působíště výslednice vlivem symetrie na ose jecklu (ve středu drážky). Tím, že ale síla na trnu 1 nemá dvojici symetrie, posune výslednici směrem doprava. Grafický výpočet působíště výsledné síly je patrný z obrázku 5.2.7, přičemž velikost výslednice symetrických sil se stanoví prostým jejich součtem – viz rovnice 5.2.7. Konečná hodnota celkové posouvající síly  $F_c$  [N] bude součtem výslednice od symetrických sil a osamoceně posouvající síly na trnu 1.

Velikost výslednice symetrických sil je tedy rovna:

$$F_V = 2 \cdot (F_{x2} + F_{x3} + F_{x4} + F_{x5} + F_{x6} + F_{x7} + F_{x8} + F_{x9} + F_{x10} + F_{x11} + F_{x12})$$

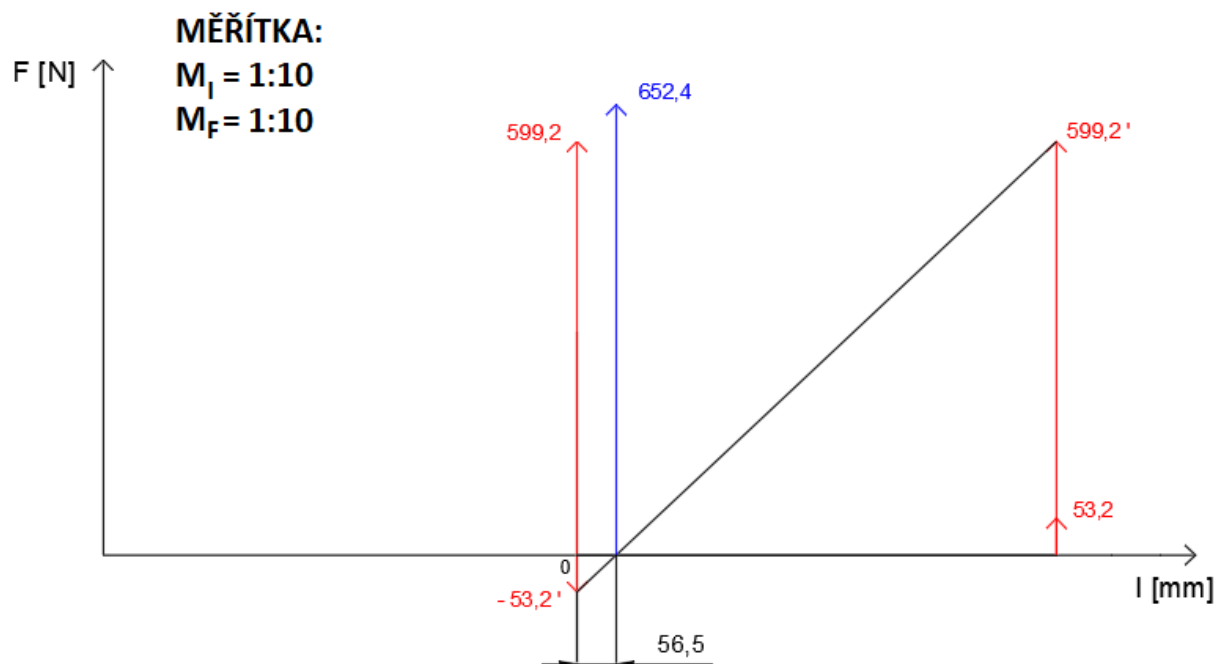
$$F_V = 2 \cdot (49,2 + 45,1 + 40,7 + 36,4 + 32 + 27,5 + 23,1 + 18,3 + 13,8 + 9,3 + 4,2) \quad (5.2.7)$$

$$F_V = 599,2 \text{ N}$$

Celková posouvající síla pak činí:

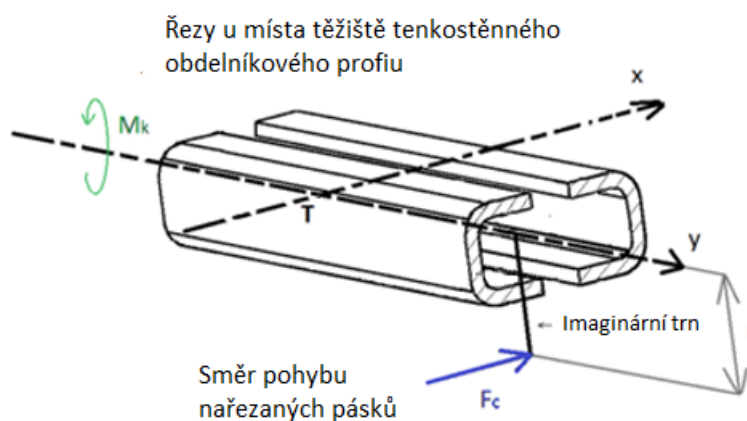
$$F_c = F_V + F_{x1} = 599,2 + 53,2 = \mathbf{652,4\ N} \quad (5.2.8)$$

Vykreslení jedné celkové síly působící ve směru pohybu pásu (na x-ové ose z obrázku 5.2.5):



Obr 5.2.7 Působíště a velikost výsledné posouvající síly ve směru pohybu pásů

Výsledná síla  $F_c$  [N] má tedy zmíněný posouvající účinek snažící se jekl usmýknout. Kromě tohoto účinku však vytváří na nejdelším možném rameni  $r = 139,5$  mm (délka od osy jeklu k hraně zkosení trnu) točivý (krouticí) moment na osu  $y$  podle obrázku 5.2.8.



Obr. 5.2.8 Točivý moment vyvolaný silou  $F_c$

Maximální točivý moment se vypočítá ze vztahu 5.2.9:

$$M_{kMAX} = F_c \cdot r = 652,4 \cdot 0,1395 = \mathbf{91 \text{ N} \cdot \text{m}} \quad (5.2.9)$$

Zatížení celkové sestavy od pásků je tedy jasné a nyní přichází na řadu kontrola spojovacích součástí.

### 5.3 Výpočet reakcí v čepích od osamělé síly $F_c$

Aby se mohly čepy pevnostně zkontrolovat, musí se nejprve v nich určit tzv. reakční síly. Tyto síly jsou silami ve vazbách, přičemž působí v místech styku tělesa s okolními tělesy a jsou vyvolány silami akčními (zde výsledná síla  $F_c$  [N]). K vyřešení se používá metoda uvolňování.

Situace je tedy taková, že nosník (jekl) je zatížen ve směru  $x$  primární silou  $F_c$  [N] mající mimo jiné posouvající účinek a v důsledku toho vzniknou ve vazbách umístěné v osách čepů reakční síly, které se vypočítají ze statické rovnováhy. První, kloubová vazba, odebírá dva stupně volnosti. Druhá z nich je posuvná a odebírá jeden stupeň volnosti. Protože je počet neznámých stejný jako počet rovnic plynoucích z podmínek rovnováhy, jde o úlohu staticky určitou. Čepy jsou od sebe vzdáleny na  $e = 1\,565$  mm a působíště osamělé síly je vzdálené od hlavního čepu na  $d = 848,5$  mm.

Vytvoření soustavy rovnic ze statických podmínek rovnováhy:

$$\sum F_{iy} = 0 = R_{Ay} \quad (5.3.1)$$

$$\sum F_{ix} = 0 = R_{Ax} - F_c + R_{Bx} \quad (5.3.2)$$

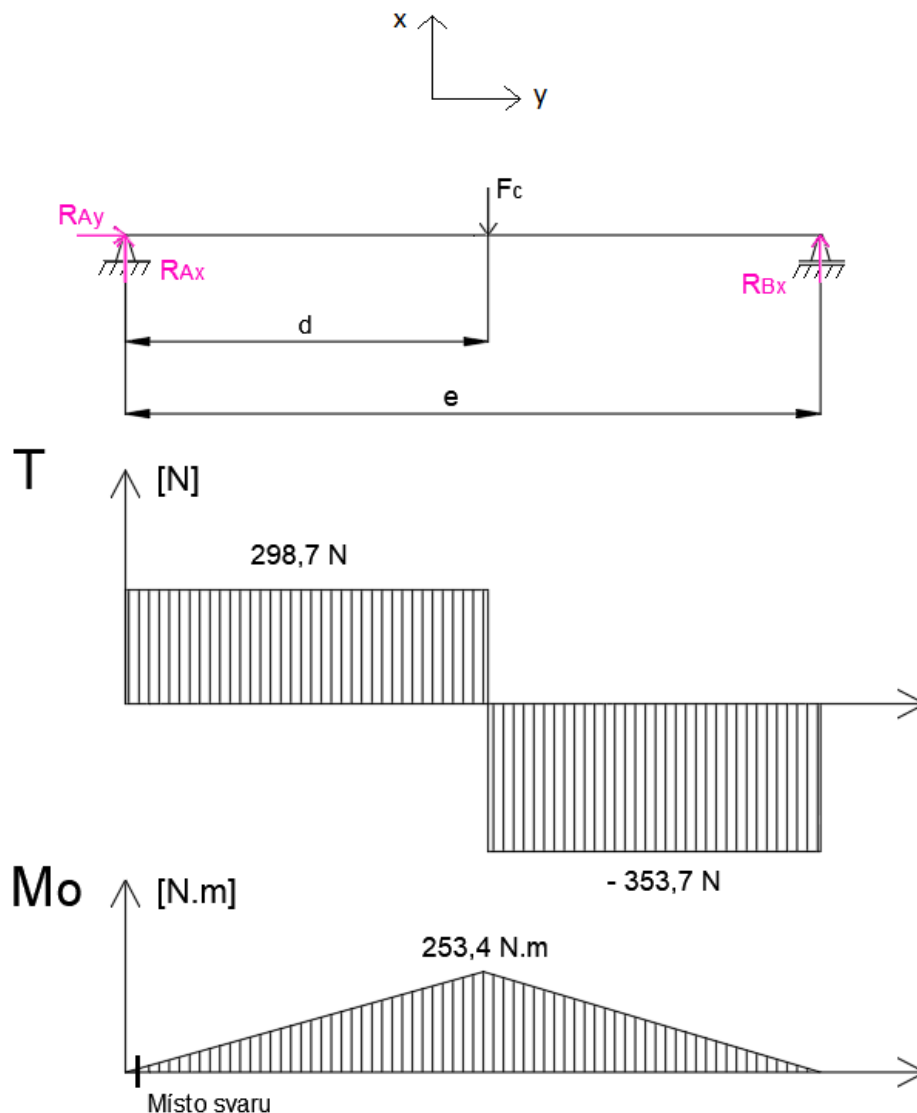
$$\sum M_{iA} = 0 = R_{Bx} \cdot e - F_c \cdot d \quad (5.3.3)$$

$$R_{Bx} = \frac{F_c \cdot d}{e} = \frac{652,4 \cdot 0,8485}{1,565} = \mathbf{353,7 \text{ N}} \quad (5.3.4)$$

Z rovnice číslo 5.3.2 plyne:

$$R_{Ax} = F_c - R_{Bx} = 652,4 - 353,7 = \mathbf{298,7 \text{ N}} \quad (5.3.5)$$

Když jsou známy reakce, mohou se vykreslit i průběhy posouvajících sil a momentů v nosníku. Schéma výpočtu s průběhy jsou patrné z obrázku 5.3.



Obrázek 5.3 Kontrola čepů

Na svar bude působit nejen posouvající síla velikostí  $298,7 \text{ N}$ , ale také ohybový moment.

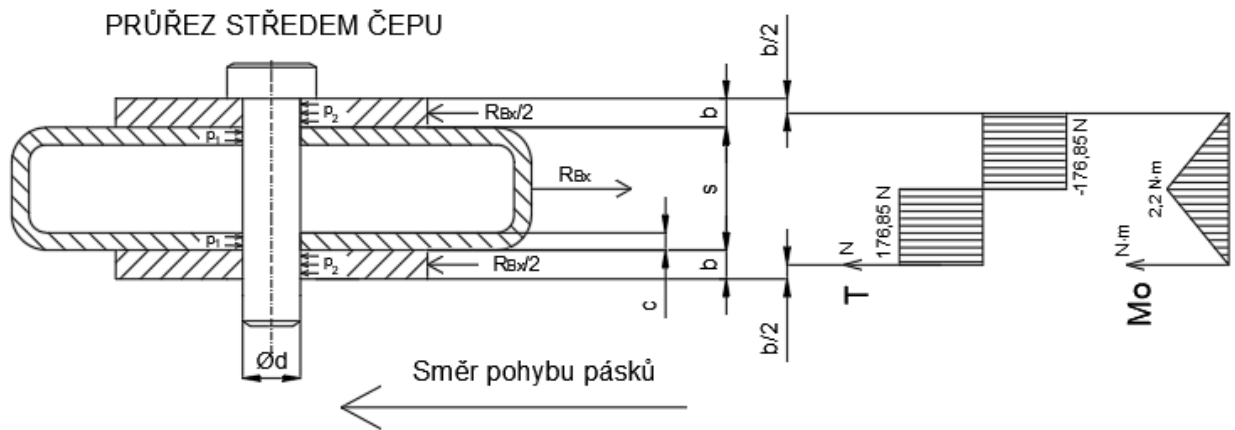
Jelikož je místo svaru vzdálené  $25 \text{ mm}$  od hlavního čepu, bude na něj působit ohybový moment o velikosti:

$$M_o = 298,7 \cdot 0,025 = 7,5 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5.3.6)$$

Tato velikost je tak malá, že se dá zanedbat. Já ji však do dalšího výpočtu zahrnu.

#### 5.4 Navržení průměru zajišťovacího čepu a jeho kontrola

Čep uložený v otvoru s vůlí bude namáhaný vypočtenou reakcí  $R_{Bx}$  [N]. Vlivem jejího působení bude namáhaný na smyk a na ohyb. Materiálem čepu je běžná konstrukční ocel ČSN 11 373 (dle EN ISO S235JR G1), jejíž dovolené napětí v ohybu dle [9] je  $\sigma_{Do} = 70 \text{ MPa}$ . Na obrázku 5.4 je znázorněn průřez úchytem a jeklem a taktéž jsou vykresleny průběhy posouvající síly a ohybového momentu v čepu. Tloušťka úchyty je  $b = 5 \text{ mm}$ , tenkostěnného obdélníkového profilu  $s = 20 \text{ mm}$  a její stěny  $c = 3 \text{ mm}$ .



Obr. 5.4 Zatížení čepu

Potřebný minimální průměr čepu  $d'$  [mm] se určí z pevnostní podmínky na ohyb:

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{max}}}{W_o} = \frac{\frac{R_{Bx}}{2} \cdot \left(\frac{b}{2} + \frac{s}{2}\right)}{\frac{\pi}{32} \cdot d'^3} \leq \sigma_{Do} \quad (5.4.1)$$

$$d' \geq \sqrt[3]{\frac{8 \cdot R_{Bx} \cdot (b + s)}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 353,7 \cdot (5 + 20)}{\pi \cdot 70}} = \mathbf{6,9 \text{ mm}} \quad (5.4.2)$$

Navrhují normalizovaný průměr čepu podle [1] na  $d = 10 \text{ mm}$ .

Navržený normalizovaný průměr čepu se dále kontroluje na smyk. Smykové napětí bude:

$$\tau = \frac{R_{Bx}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{353,7}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 10^2}{4}} = \mathbf{2,3 \text{ MPa}} \quad (5.4.3)$$

Dovolené smykové napětí pro ocel 11 373 je dle [9]  $\tau_D = 50 \text{ MPa}$ .



---

Výsledná bezpečnost na smyk:

$$k_s = \frac{\tau_D}{\tau} = \frac{50}{2,3} = \mathbf{21,7 [-]} \quad (5.4.4)$$

Čep na střih vyhovuje s vysokou bezpečností.

Kontrola čepu na otlačení vyplývá z měrných tlaků  $p_1$  a  $p_2$ . Tlak  $p_1$  se vypočítá:

$$p_1 = \frac{R_{Bx}}{2 \cdot c \cdot d} = \frac{353,7}{2 \cdot 3 \cdot 10} = \mathbf{5,9 \text{ MPa}} \quad (5.4.5)$$

Dovolené napětí měrného tlaku  $p_{D1}$  dle [9] je 20 MPa.

Výsledná bezpečnost na otlačení v místě kontaktu čepu s jeklem:

$$k_s = \frac{p_{D1}}{p_1} = \frac{20}{5,9} = \mathbf{3,4 [-]} \quad (5.4.6)$$

Velikost tlaku  $p_2$  vzejde ze vzorce:

$$p_2 = \frac{R_{Bx}}{2 \cdot b \cdot d} = \frac{353,7}{2 \cdot 5 \cdot 10} = \mathbf{3,5 \text{ MPa}} \quad (5.4.7)$$

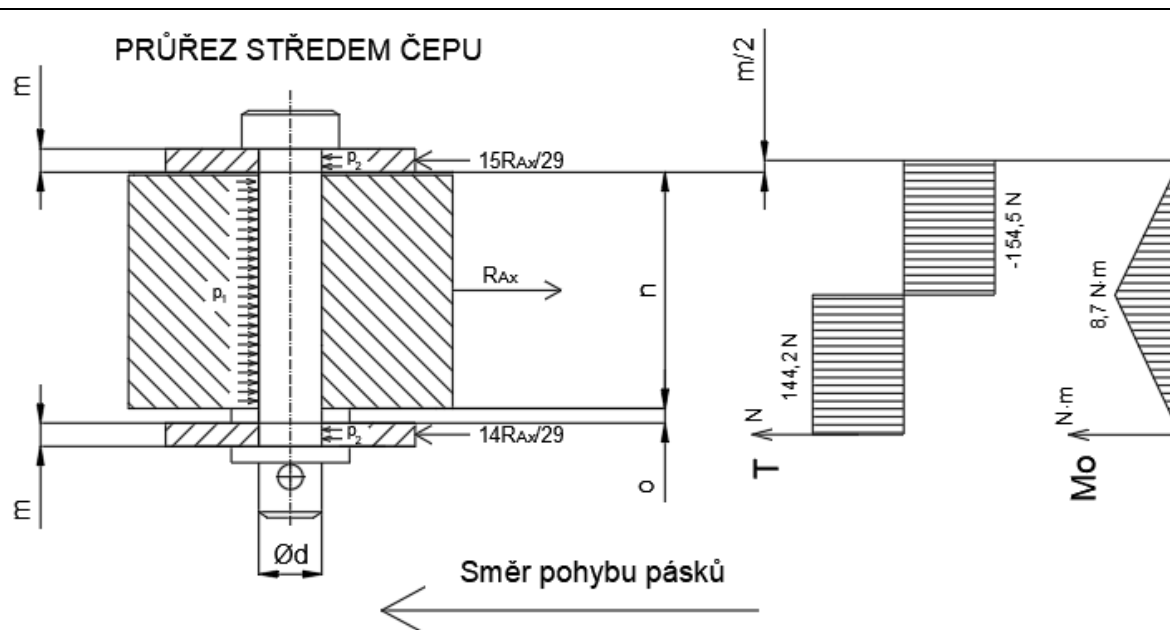
Dovolené napětí měrného tlaku  $p_{D2}$  dle [9] je 100 MPa.

Výsledná bezpečnost na otlačení v místě kontaktu čepu s držákem:

$$k_s = \frac{p_{D2}}{p_2} = \frac{100}{3,5} = \mathbf{28,6 [-]} \quad (5.4.8)$$

## 5.5 Kontrola hlavního čepu

Průměr čepu (15 mm) byl již zvolen při navrhování konstrukce a takto určený čep je potřeba zkontrolovat na ohyb a na střih. Kontrola na otlačení je bezvýznamná, neboť je zřejmé, že díky velkým stykovým plochám vyjdou i velké statické bezpečnosti na otlačení. Materiálem čepu je opět běžná konstrukční ocel ČSN 11 373 (dle EN ISO S235JRG1). Tloušťka držáku je  $m = 10$  mm, tloušťka podložky  $o = 5$  mm, výška kostky  $n = 100$  mm a mezera mezi kostkou a držákem činí 1 mm.



Obr. 5.5 Zatížení čepu

Ohybové napětí v čepu:

$$\sigma_o = \frac{M_{oMAX}}{W_o} = \frac{\frac{14 \cdot R_{Ax}}{29} \cdot \left(\frac{m}{2} + o + \frac{n}{2}\right)}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{\frac{14 \cdot 298,7}{29} \cdot (5 + 5 + 50)}{\frac{\pi \cdot 15^3}{32}} = \mathbf{26,1 \text{ MPa}} \quad (5.5.1)$$

Dovolené ohybové napětí pro ocel 11 373 podle [9] je  $\sigma_{Do} = 70 \text{ MPa}$ .

Výsledná statická bezpečnost čepu v ohybu:

$$k_s = \frac{\sigma_{Do}}{\sigma_o} = \frac{70}{26,1} = \mathbf{2,7 [-]} > 1,5 \quad (5.5.2)$$

Čep z hlediska ohybu vyhovuje.

Smykové napětí v čepu:

$$\tau = \frac{R_{Ax}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{298,7}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 15^2}{4}} = \mathbf{0,8 \text{ MPa}} \quad (5.5.3)$$

Dovolené smykové napětí pro ocel 11 373 podle [9] je  $\tau_D = 50 \text{ MPa}$ .

Výsledná bezpečnost na smyk:

$$k_s = \frac{\tau_D}{\tau} = \frac{50}{0,8} = \mathbf{62,5} [-] \quad (5.5.4)$$

Čep na střih vyhovuje s vysokou bezpečností.

## 5.6 Výpočet reakcí v čepích od točivého momentu

Tyto reakce budou potřebné na kontrolu svaru. Pomocí točivých momentů působících v čepích mohou vykreslit průběhy tohoto momentu po celé délce nosníku mezi čepy a zjistit tak velikost točivého momentu v místě svaru.

Statická podmínka rovnováhy dle obrázku 5.6 bude:

$$\sum M_{ki} = 0 = M_{k1} - M_{kMAX} - M_{k2} \quad (5.6.1)$$

Jde o 1x staticky neurčitou úlohu (dvě neznámé na jednu rovnici). Proto se využije deformační podmínky, kdy celkové zkroucení nosníku musí být nulové:

$$\sum \varphi_i = 0 \quad (5.6.2)$$

Vzorec pro úhel zkroucení nekruhových průřezů:

$$\varphi = \frac{M_k \cdot l}{G \cdot I_k} [rad] \quad (5.6.3)$$

Kde:  $M_k \dots$  točivý moment  $[N \cdot m]$

$l \dots$  délka jednotlivých úseků  $[m]$

$G \dots$  modul pružnosti ve smyku. Pro ocel  $G = 8 \cdot 10^{10} [Pa]$

$I_k \dots$  moment tuhosti v krutu. Pro tenkostěnný obdélníkový průřez o rozměrech  $40 \times 20 \times 3$  je  $I_k \approx -0,016b^3h [m^4]$ , přičemž  $b$  a  $h$  jsou vnější rozměry obdélníku ( $b < h$ ).

Dosazením vzorce 5.6.3 do rovnice 5.6.2 s využitím obrázku 5.6 se získá:

$$\frac{M_{k1} \cdot d}{G \cdot I_k} + \frac{(M_{k1} - M_{kMAX}) \cdot (e - d)}{G \cdot I_k} = 0 \quad (5.6.4)$$

$$\frac{M_{k1} \cdot d}{G \cdot -0,016b^3h} + \frac{(M_{k1} - M_{kMAX}) \cdot (e - d)}{G \cdot -0,016b^3h} = 0$$

Po úpravě se dále dostane:

$$M_{k1} \cdot \left[ \frac{d}{G \cdot -0,016b^3h} + \frac{(e - d)}{G \cdot -0,016b^3h} \right] = \frac{M_{kMAX} \cdot (e - d)}{G \cdot -0,016b^3h} \quad (5.6.5)$$

$$M_{k1} \cdot \left[ \frac{0,8485}{8 \cdot 10^{10} \cdot -0,016 \cdot 0,02^3 \cdot 0,04} + \frac{(1,565 - 0,8485)}{8 \cdot 10^{10} \cdot -0,016 \cdot 0,02^3 \cdot 0,04} \right] = \frac{91 \cdot (1,565 - 0,8485)}{8 \cdot 10^{10} \cdot -0,016 \cdot 0,02^3 \cdot 0,04}$$

Osamostatněním neznámého točivého momentu v místě hlavního čepu vzejde jeho velikost:

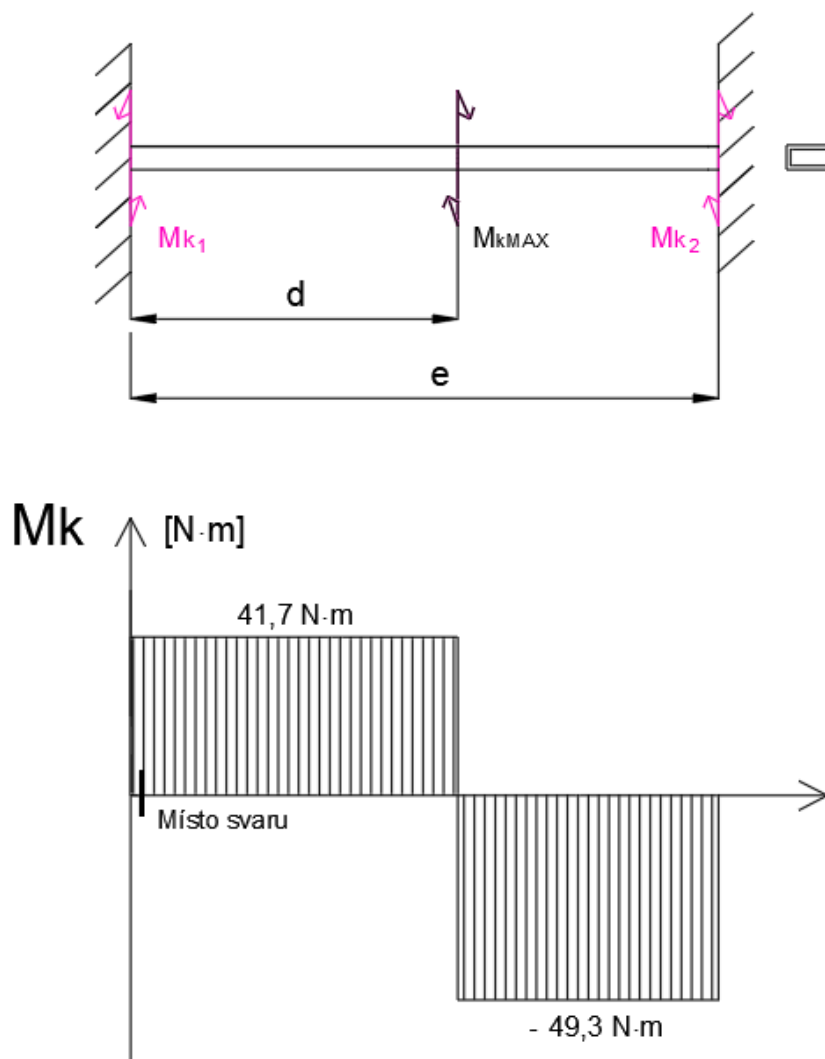
$$M_{k1} \doteq \frac{\left( \frac{91 \cdot (1,565 - 0,8485)}{8 \cdot 10^{10} \cdot -0,016 \cdot 0,020^3 \cdot 0,040} \right)}{\left[ \frac{0,8485}{8 \cdot 10^{10} \cdot -0,016 \cdot 0,020^3 \cdot 0,040} + \frac{(1,565 - 0,8485)}{8 \cdot 10^{10} \cdot -0,016 \cdot 0,020^3 \cdot 0,040} \right]} \quad (5.6.6)$$

$$M_{k1} \doteq \mathbf{41,7 \, N \cdot m}$$

Z momentové rovnice rovnováhy 5.6.1 se získá druhá reakce:

$$M_{k2} \doteq M_{k1} - M_{kMAX} \doteq 41,7 - 91 \doteq - \mathbf{49,3 \, N \cdot m} \quad (5.6.7)$$

Reakce v zajišťovacím čepu vyšla záporná, což znamená, že má kroutící účinek opačnou orientaci, než jak je zakreslená v obrázku. Zároveň je dobré mít na mysli, že reakce od točivého momentu o takových hodnotách v provozu z těžší nastanou, neboť kontakt pásu s trnem bude horko těžko na jeho samotné hraně.



Obr. 5.6 Reakce a průběh momentu nosníkem

Svar bude zatěžován točivým momentem velikostí  $M_k = 41,7 \text{ N} \cdot m$ .

## 5.7 Kontrola koutového svaru

Koutový svar navařený z vrchu a zespod jeklu ke kostce bude namáhaný od vypočtených momentů z rovnic (5.3.6) a (5.6.6). Budu počítat zase s horší možností namáhání svaru, a sice, že může být mezi jeklem a úchytem větší vůle. Kvůli této skutečnosti by držák neposkytoval jeklu žádnou podpěru, a tak by se nejen od své vlastní tíhy, ale i od tíhy všech trnů a matic mírně prohýbal. Neboť je zajišťovací čep v otvoru s vůlí, prohnutí by mohl dovolit. Kolmá síla ze vztahu (5.2.3) na svar působit nebude, jen ohybový moment vznesený z ní. Protože je však malý, i on se dá zanedbat a počítat s ním nebude.

Výpočet celkové tíhy působící na svar:

$$G = m_c \cdot g = 4,768 \cdot 9,81 = 47 \text{ N} \quad (5.7.1)$$

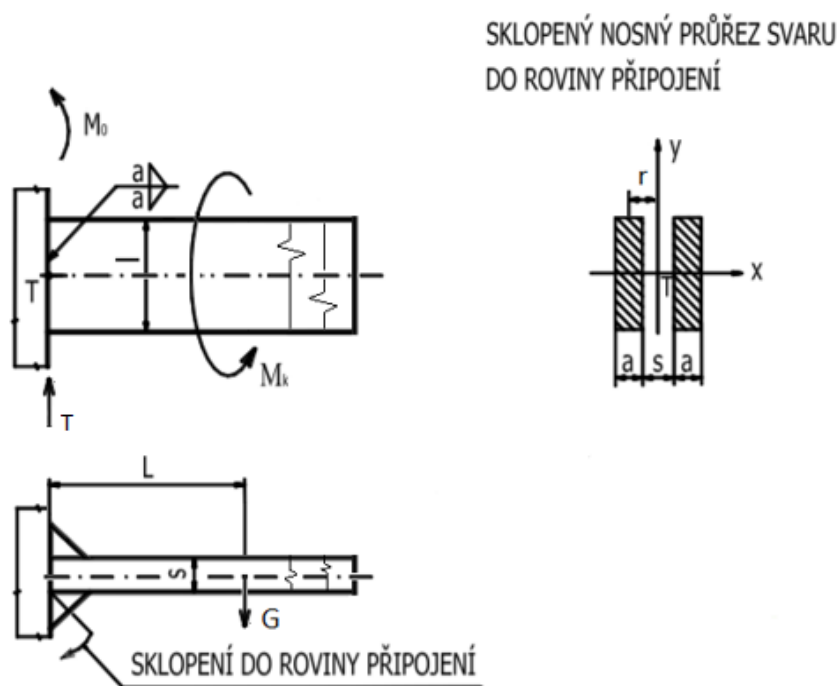
Kde  $m_c$  je celková hmotnost komponentů. Jednotlivé hmotnosti jsou uvedeny v tabulce 3.

$$m_c = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 = 3,068 + 0,068 + 1,449 + 0,207 = 4,792 \text{ kg} \quad (5.7.2)$$

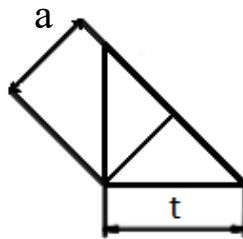
Tabulka 3 Hmotnosti součástí zatěžující koutový svar

Součást	Hmotnost jednoho kusu [kg]	Označení hmotnosti	Hmotnost působící na koutový svar [kg]
Jekl	3,068	$m_1$	$1 \cdot 3,068 = 3,068$
Průměrově menší trny	0,034	$m_2$	$2 \cdot 0,034 = 0,068$
Průměrově větší trny	0,069	$m_3$	$21 \cdot 0,069 = 1,449$
Matice M8	0,009	$m_4$	$23 \cdot 0,009 = 0,207$

Pro výpočet bezpečnosti svaru je nezbytně nutné nejprve sklopit jeho nosný průřez do roviny připojení a najít takto vyobrazenému obrazci jeho těžiště. Princip, ale také zatěžující účinky svaru jsou zobrazeny ve schématu 5.7.1. Šířka jeklu  $l = 40 \text{ mm}$ , jeho tloušťka  $s = 20 \text{ mm}$  a délka od celkové tíhy do místa svaru  $L = 785,2 \text{ mm}$ .



Obr. 5.7.1 Schéma zatížení svaru



Obr. 5.7.2 Detail kótování svaru

Zvolený charakteristický rozměr svaru  $a = 3,5 \text{ mm}$ .

**Výpočet smykového napětí od tíhy vytvářející ohybový moment působící kolmo na délku svaru:**

Kvadratický moment do roviny připojení sklopeného nosného průřezu svaru vůči ose  $y$  s použitím Steinerovy věty je:

$$J_y = 2 \cdot (J_{yT} + S \cdot r^2) = 2 \cdot \left[ \frac{1}{12} \cdot a^3 \cdot l + a \cdot l \cdot \left( \frac{s+a}{2} \right)^2 \right] \quad (5.7.3)$$

$$J_y = 2 \cdot \left[ \frac{1}{12} \cdot 3,5^3 \cdot 40 + 3,5 \cdot 40 \cdot \left( \frac{20+3,5}{2} \right)^2 \right] = 38\,943,3 \text{ mm}^4$$

Výpočet napětí:

$$\tau_L^{M_{oG}} = \frac{M_{oG}}{W_{oSVy}} = \frac{G \cdot L}{\frac{J_y}{\frac{s}{2} + a}} = \frac{47 \cdot 785,2}{\frac{38\,943,3}{\frac{20}{2} + 3,5}} = 12,8 \text{ MPa} \quad (5.7.4)$$

Předpokládá se, že smykové napětí od posouvající síly  $G$  svary nenesou. Čili  $\tau_L^G = 0 \text{ MPa}$ .

**Výpočet smykového napětí od ohybového momentu působící kolmo na délku svaru:**

$$\tau_L^{M_o} = \frac{M_o}{W_{oSVx}} = \frac{M_o}{2 \cdot \frac{1}{12} \cdot a \cdot l^3} = \frac{M_o}{2 \cdot \frac{a \cdot l^2}{6}} = \frac{7,5}{2 \cdot \frac{3,5 \cdot 40^2}{6}} = 4 \cdot 10^{-3} \text{ MPa} \quad (5.7.5)$$

---

**Výpočet smykového napětí od kroutícího momentu působící rovnoběžně s délkou svaru:**

Polární moment setrvačnosti svarového obrazce k jeho těžišti se vypočítá:

$$J_{P1} = J_{x1} + J_{y1} = \frac{1}{12} \cdot a \cdot l^3 + \frac{1}{12} \cdot l \cdot a^3$$

$$J_{P1} = \frac{1}{12} \cdot 3,5 \cdot 40^3 + \frac{1}{12} \cdot 40 \cdot 3,5^3 = \mathbf{18\,810\,mm^4}$$
(5.7.6)

Polární moment setrvačnosti celého obrazce svaru k těžišti T (s využitím Steinerovy věty) potom je:

$$J_{PSV} = 2 \cdot (J_{P1} + S \cdot r^2) = 2 \cdot \left[ \frac{1}{12} \cdot a \cdot l^3 + \frac{1}{12} \cdot l \cdot a^3 + a \cdot l \cdot \left( \frac{s+a}{2} \right)^2 \right]$$

$$J_{PSV} = 2 \cdot \left[ 18\,810 + 3,5 \cdot 40 \cdot \left( \frac{20+3,5}{2} \right)^2 \right] = \mathbf{76\,277,5\,mm^4}$$
(5.7.7)

Výpočet napětí:

$$\tau_{\parallel}^{M_k} = \frac{M_k}{W_{kSV}} = \frac{M_k}{\frac{J_{PSV}}{\frac{s}{2} + a}} = \frac{41,7}{\frac{76\,277,5}{\frac{20}{2} + 3,5}} = \mathbf{7,4 \cdot 10^{-3} MPa}$$
(5.7.8)

**Výpočet smykového napětí od posouvající síly působící rovnoběžně s délkou svaru:**

$$\tau_{\parallel}^T = \frac{T}{S} = \frac{T}{2 \cdot a \cdot l} = \frac{298,7}{2 \cdot 3,5 \cdot 40} = \mathbf{1,1\,MPa}$$
(5.7.9)

Srovnávací napětí ve svaru s využitím převodních součinitelů bude:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\left( \frac{\sum \tau_{Li}}{k_3} \right)^2 + \left( \frac{\sum \tau_{\parallel i}}{k_4} \right)^2} = \sqrt{\left( \frac{\tau_L^{MoG} + \tau_L^{M_0}}{k_3} \right)^2 + \left( \frac{\tau_{\parallel}^{M_k} + \tau_{\parallel}^T}{k_4} \right)^2}$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\left( \frac{12,8 + 4 \cdot 10^{-3}}{0,75} \right)^2 + \left( \frac{7,4 \cdot 10^{-3} + 1,1}{0,65} \right)^2} = \mathbf{17,2\,MPa}$$
(5.7.10)



Hodnoty převodních součinitelů podle ČSN 05 0120 jsou uvedeny podle [2] v tabulce 4.

Tabulka 4 Hodnoty převodních součinitelů

Koutový svar				
Čelní	$k_3$	0,75 <sup>1)</sup>	0,90 <sup>2)</sup>	1,0 <sup>3)</sup>
boční	$k_4$	0,65 <sup>1)</sup>	0,80 <sup>2)</sup>	0,90 <sup>3)</sup>

<sup>1)</sup> platí pro ruční svařování elektrickým obloukem s elektrodou o stejné pevnosti jako materiál svařovaných částí

<sup>2)</sup> platí pro ruční svařování elektrickým obloukem oceli o pevnosti 350 až 370 [MPa] elektrodou E 44.83, pro poloautomatické svařování pod tavidlem, pro poloautomatické a automatické svařování v ochranné atmosféře CO<sub>2</sub>

<sup>3)</sup> platí pro automatické svařování pod tavidlem u jednovrstvých svarů o velikosti  $t \leq 2$  [mm]

Převedení charakteristického rozměru svaru na vodorovnou délku svaru:

$$t = \frac{a}{0,7} = \frac{3,5}{0,7} = \mathbf{5\ mm} \quad (5.7.11)$$

Jelikož platí  $t < 10$ , součinitel tloušťky koutového svaru  $\beta$  bude dle vztahu:

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot t = 1,3 - 0,03 \cdot 5 = \mathbf{1,15\ [-]} \quad (5.7.12)$$

Svařované součásti jsou ze stejného materiálu jako samotné svary, a sice z oceli 11 373 s mezí kluzu  $R_e = 220\ MPa$ , viz [8].

Výsledná statická bezpečnost svaru se nakonec vypočítá:

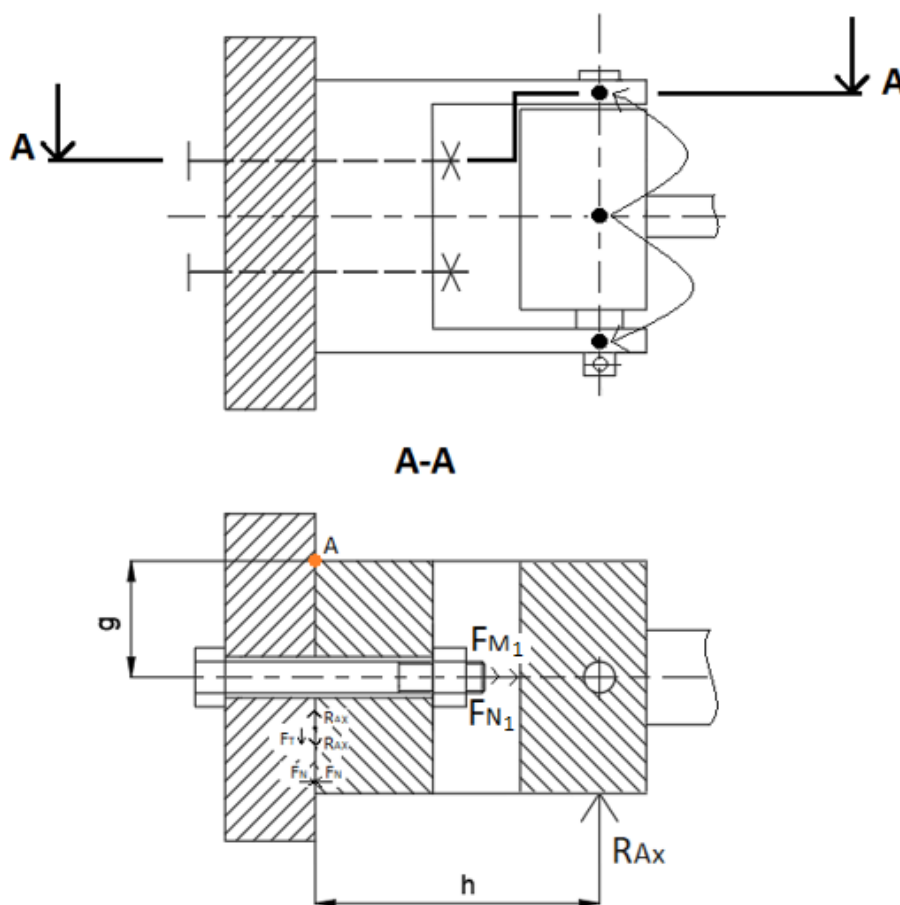
$$k_s = \frac{\beta \cdot R_e}{\sigma_{RED}} = \frac{1,15 \cdot 220}{17,2} = \mathbf{14,7\ [-]} \quad (5.7.13)$$

## 5.8 Kontrola šroubů

Dva šrouby umístěné pod sebou v symetrii a držící celé zařízení k hlavnímu rámu stroje budou namáhány od těchto dvou sil:

- 1) Vypočítaná reakce ve druhém čepu se z kostky přenesse do držáku a bude na spoj působit radiálním směrem působícím mimo rovinu spojení (obr. 5.8.1)
- 2) Tíha celého zařízení vlivem možné nepřesnosti mezi jeklem a držákem bude působit též radiálním směrem působícím mimo rovinu spojení, ale kolmo na předešlé zatížení (obr. 5.8.2)

Nejprve se vypočítá normálová síla  $F_{N1}$  a tahová síla  $F_{M1}$  ve šroubu od spočítané reakce. Oba šrouby budou namáhané stejně. Reakce se v místě osy čepu přenesse do místa dotyku spojovaných částí a aby se nenarušila silová rovnováha, zavede se síla opačná. Účinkem příčné reakce vzniká posouvající síla a silová dvojice na rameni  $h = 130$  mm.



Obr 5.8.1 Šroubový spoj zatížený radiální provozní silou působící mimo rovinu spojení

Utažením matice se vyvolá v místě styku spojovaných částí normálová síla  $F_{N1}$  a z podmínky bezpečného přenosu posouvající síly třením  $F_{T1}$  se určí tahová síla ve šroubu  $F_{N1}$ :

$$R_{Ax} < F_{T1} \quad (5.8.1)$$

$$k \cdot R_{Ax} = 2 \cdot F_{N1} \cdot f_0 \quad (5.8.2)$$

$$F_{N1} = \frac{k \cdot R_{Ax}}{2 \cdot f_0} = \frac{1,3 \cdot 298,7}{2 \cdot 0,15} = \mathbf{1\,294,4\,N} \quad (5.8.3)$$

Kde:  $k \dots$  bezpečnost proti prokluzu spojovaných částí. Volí se  $k \geq 1,3$  [-]

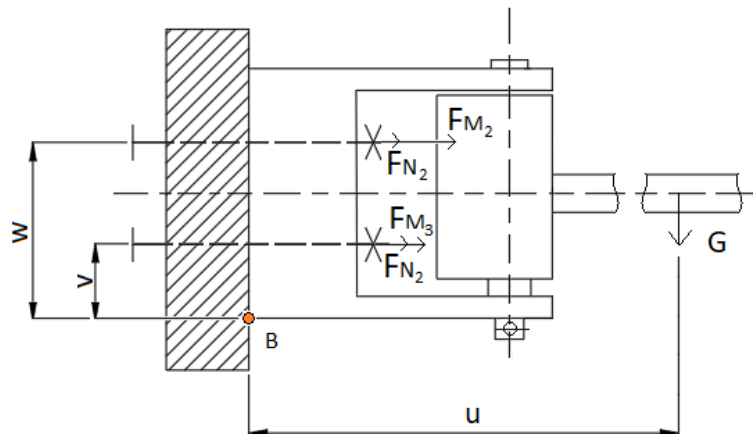
$f_0 \dots$  součinitel adheze. Pro ocel na oceli dle [10]  $f_0 = 0,15$  [-]

Vedle síly  $F_{N1}$  musí šrouby přenést také přídatnou tahovou sílu  $F_{M1}$  od naklonění spojované součásti kolem bodu A momentem silové dvojice  $M = R_{Ax} \cdot h$ . Přídatná tahová síla  $F_{M1}$  se určuje z momentové rovnováhy naklonění, kde vzdálenost od osy šroubů do bodu A  $g = 25$  mm. Tahová síla  $F_{M1}$  v jednom šroubu bude:

$$2 \cdot F_{M1} \cdot g = R_{Ax} \cdot h \quad (5.8.4)$$

$$F_{M1} = \frac{R_{Ax} \cdot h}{2 \cdot g} = \frac{298,7 \cdot 0,130}{2 \cdot 0,025} = \mathbf{776,6\,N} \quad (5.8.5)$$

Dále je potřeba spočítat normálovou sílu  $F_{N2}$  a tahové síly  $F_{M2,3}$  ve šroubech od tíhy celého zařízení (kromě držáku, které bude nějakým způsobem přichycený k rámu stroje a zajišťovacího čepu ležícím na něm). Postup řešení bude identický.



Obr 5.8.2 Šroubový spoj zatížený radiální provozní silou působící mimo rovinu spojení

K získání normálové síly  $F_{N2}$  je nutné nejdříve spočítat celkovou tíhu:

$$G = m_c \cdot g = 11,8 \cdot 9,81 = \mathbf{115,9\,N} \quad (5.8.6)$$

Kde  $m_c$  je celková hmotnost daných dílů. Jednotlivé hmotnosti jsou uvedeny v tabulce 5.

$$\begin{aligned} m_c &= m_1 + m_2 + m_3 + m_4 + m_5 + m_6 + m_7 + m_8 \\ m_c &= 3,068 + 0,068 + 1,449 + 0,207 + 3,443 + 0,205 + 3,352 + 0,02 = \mathbf{11,8\,kg} \end{aligned} \quad (5.8.7)$$

Tabulka 5 Hmotnosti součástí zatěžující šrouby

Součást	Hmotnost jednoho kusu [kg]	Označení hmotnosti	Hmotnost působící na šrouby [kg]
Jekl	3,068	m <sub>1</sub>	1 · 3,068 = 3,068
Průměrově menší trny	0,034	m <sub>2</sub>	2 · 0,034 = 0,068
Průměrově větší trny	0,069	m <sub>3</sub>	21 · 0,069 = 1,449
Matice M8	0,009	m <sub>4</sub>	23 · 0,009 = 0,207
Kostka	3,443	m <sub>5</sub>	1 · 3,443 = 3,443
Hlavní čep	0,205	m <sub>6</sub>	1 · 0,205 = 0,205
Držák	3,352	m <sub>7</sub>	1 · 3,352 = 3,352
Podložka	0,020	m <sub>8</sub>	1 · 0,020 = 0,020

Tahová síla ve šroubech  $F_{N2}$ :

$$G < F_{T2} \quad (5.8.8)$$

$$k \cdot G = 2 \cdot F_{N2} \cdot f_0 \quad (5.8.9)$$

$$F_{N2} = \frac{k \cdot G}{2 \cdot f_0} = \frac{1,3 \cdot 115,9}{2 \cdot 0,15} = \mathbf{502,2\,N} \quad (5.8.10)$$

Vedle tahové síly  $F_{N2}$  musí šrouby zachytit také přídavné tahové síly  $F_{M2,3}$  od naklopení spojované součásti kolem bodu B momentem silové dvojice. Tyto přídavné síly se určí z momentové rovnováhy, kde vzdálenost tíhy do místa dotyku spojovaných částí činí  $u = 430,2$  mm vzdálenost od jedné osy šroubu do bodu B  $w = 88$  mm a od druhé osy  $v = 38$  mm:

$$G \cdot u = F_{M2} \cdot w + F_{M3} \cdot v \quad (5.8.11)$$

K získání neznámých je potřeba ještě jedna rovnice:

$$\frac{F_{M3}}{v} = \frac{F_{M2}}{w} \quad (5.8.12)$$

$$F_{M2} = \frac{F_{M3} \cdot w}{v}$$

Dosazením rovnice 5.8.12 do rovnice 5.8.11 se získá velikost přídatné síly  $F_{M3}$ :

$$G \cdot u = \frac{F_{M3} \cdot w}{v} \cdot w + F_{M3} \cdot v \quad (5.8.13)$$

$$F_{M3} = \frac{G \cdot u \cdot v}{w^2 + v^2} = \frac{115,9 \cdot 0,4302 \cdot 0,038}{0,088^2 + 0,038^2} = \mathbf{206,2 \text{ N}}$$

Velikost přídatné síly  $F_{M2}$  vzejde z rovnice 5.8.11:

$$F_{M2} = \frac{G \cdot u - F_{M3} \cdot v}{w} = \frac{115,9 \cdot 0,4302 - 206,2 \cdot 0,038}{0,088} = \mathbf{477,6 \text{ N}} \quad (5.8.14)$$

Výsledné předpětí ve více namáhaném šroubu bude:

$$F_0 = F_{N1} + F_{M1} + F_{N2} + F_{M2} = 1\,294,4 + 776,6 + 502,2 + 477,6$$

$$F_0 = \mathbf{3\,050,8 \text{ N}} \quad (5.8.15)$$

Šroub je současně namáhaný vypočtenou předepjatou silou  $F_0$  na tah a od utažení matice silou  $F_z$  na krut. Kontrola mnou navrženého šroubu M10 o třídě pevnosti 8.8 se provádí v jeho nebezpečném průřezu, a to v jádře závitu. Parametry závitu šroubu jsou uvedeny v tabulce 6 dle [1].

Tabulka 6 Parametry metrického závitu zvoleného šroubu

Název	Značka	Hodnota [mm]
Velký průměr – jmenovitá velikost	d	10
Střední průměr	d <sub>2</sub>	9,026
Malý průměr	d <sub>3</sub>	8,160
Stoupání	P	1,5
Úhel profilu	α	60°

Napětí od namáhání šroubu v tahu se vypočte:

$$\sigma_t = \frac{F_0}{S} = \frac{F_0}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{3\,050,8}{\frac{\pi \cdot 8,16^2}{4}} = \mathbf{58,3\,MPa} \quad (5.8.16)$$

Úhel stoupání závitu je:

$$\psi = \arctg\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctg\left(\frac{1,5}{\pi \cdot 9,026}\right) = 3^\circ \quad (5.8.17)$$

a redukovaný třecí úhel:

$$\varphi' = \arctg\left(\frac{f_z}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}\right) = \arctg\left(\frac{0,3}{\cos\left(\frac{60}{2}\right)}\right) = \mathbf{19,1^\circ} \quad (5.8.18)$$

Kde součinitel smykového tření v závitech  $f_z$  [–] při žádné povrchové úpravě šroubů a nemazaných závitů dle [2] je  $0,18 \div 0,35$ . Volím  $f_z = 0,3$  [–].

Napětí ve šroubu od krutu:

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{F_z \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{F_0 \cdot \tg(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} \quad (5.8.19)$$

$$\tau = \frac{3\,050,8 \cdot \tg(3 + 19,1) \cdot \frac{9,026}{2}}{\frac{\pi \cdot 8,160^3}{16}} = \mathbf{52,4\,MPa}$$

Pomocí Guestovy pevnostní hypotézy se vypočítá ve šroubu redukované napětí:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{58,3^2 + 4 \cdot 52,4^2} = \mathbf{119,9\,MPa} \quad (5.8.20)$$

Hodnota meze kluzu použitých šroubů činí dle [2]:

$$R_e = 8 \cdot 8 \cdot 10 = \mathbf{640\,MPa} \quad (5.8.21)$$

Výsledná bezpečnost šroubů vůči mezi kluzu:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} = \frac{640}{119,9} = \mathbf{5,3\,[-]} \quad (5.8.22)$$

Na druhé straně bude úchyt přichycený k rámu stroje stejnými šrouby, které budou do úchytu zašroubovány. Protože vyšla při pevnostní kontrole jejich vysoká bezpečnost, vydrží i podobnou velikost namáhání na straně úchytu.

## 6 Závěr

Na základě zadání bylo navrženo funkční řešení konstrukce oddělovací nařezané pásky na mezeru pěti milimetrů. Tahle mezera je dostatečně velká pro následné namotání pásky na cívky a další proces výroby. Jednotlivé součásti však byly dimenzovány tak, aby spolehlivě vydržely i větší zatížení plynoucí od případných větších mezer.

V úvodu práce byla vypracována rešerše ohledně postupu výroby vysokotlaké hadice, používaných bubnů a manipulace s nimi. Následoval popis problému dosavadního postupu oddělování pásky až k jejich namotávání a byly představeny návrhy řešení odstraňující občasné nežádoucí problémy při výrobě. U vyhovujícího návrhu byl vykreslený princip jeho funkce.

Následovala výpočetní část navržené konstrukce. Aby bylo možné určit síly působící na trny a z nich poté vyčíslit jednu celkovou výslednou sílu namáhající další komponenty konstrukce, bylo nezbytně nutné nejprve vypočítat tahovou sílu v pásku, neboť právě ta způsobuje při jeho kontaktu s trnem namáhání všech dílů. Tato tahová síla se předává na pásky od dopravníkového pásu hnaným elektromotorem. K výpočtu její velikosti bylo zapotřebí znát normálovou sílu skládající se ze součinu veškerých hmotností a gravitačního zrychlení tlačící pásky na dopravníkový pás a také součinitel adheze mezi pásky a pásem. Tento součinitel jsem musel osobně ručně změřit pomocí siloměru.

Na základě vypočteného tahu v páscích a dané mezery mezi pásky byl nakreslen rozbor sil působících na nejvíce namáhaný trn. Ten byl zkontrolován pevnostním výpočtem metodou konečných prvků. Veškeré spojovací části, do kterých spadají čepy, svar a šrouby byly dimenzovány na účinky od vypočtené celkové síly vzejité ze všech ostatních silových rozborů na konkrétních trnech. Výsledné statické bezpečnosti však naznačují, že by zvládly přenést i větší zatížení bez jejich destrukce. K snadnějšímu nastavování trnů pro obsluhu byla využita možnost otáčení zařízení na hlavním čepu.

Součástí práce je i v příloze zpracována výkresová dokumentace sloužící k výrobě mého návrhu. Byly tedy splněny všechny požadavky a cíle zadání.



## 7 Literatura

### **Tištěné zdroje:**

- [1] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [2] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů: Části spojovací* 1. vyd. Ostrava: VŠB - TU Ostrava, 2007, 90 s. ISBN 978-80-248-1290-8.

### **Internetové zdroje:**

- [3] Hadice (technika). In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2019-04-28]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Hadice\\_\(technika\)](https://cs.wikipedia.org/wiki/Hadice_(technika))
- [4] Vysokozdvíhací vozík. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2019-04-28]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Vysokozdvi%C5%BEn%C3%BD\\_voz%C3%ADk](https://cs.wikipedia.org/wiki/Vysokozdvi%C5%BEn%C3%BD_voz%C3%ADk)
- [5] Nízkozdvíhací vozík. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2019-04-28]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/N%C3%ADzkozdvi%C5%BEn%C3%BD\\_voz%C3%ADk](https://cs.wikipedia.org/wiki/N%C3%ADzkozdvi%C5%BEn%C3%BD_voz%C3%ADk)
- [6] *Střední průmyslová škola Ostrava - Vítkovice, příspěvková organizace - Úvod* [online]. Copyright © [cit. 28.04.2019]. Dostupné z: <https://www.spszengrova.cz/texty/texty/SPS/SPS%203%20%20T%C5%99ec%C3%AD%20p%C5%99evody-UT.pdf>
- [7] *Bolzano | Úvod* [online]. Copyright © [cit. 28.04.2019]. Dostupné z: [https://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP\\_%20Tycova\\_ocel/EN\\_10025/MOP-prehled\\_vlastnosti\\_S355J0.pdf](https://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP_%20Tycova_ocel/EN_10025/MOP-prehled_vlastnosti_S355J0.pdf)
- [8] *CZ FERRO STEEL - hutní materiál, ocelové trubky kalibrované, tažené, uzavřené profily* [online]. Dostupné z: <http://www.czferrosteel.cz/pdf/tyce-11373.pdf>
- [9] Moodle VŠB – TU Ostrava [online]. Dostupné z: [https://lms.vsb.cz/pluginfile.php/760201/mod\\_resource/content/1/E-PDF\\_HESLO%20od%2026.1.2018.pdf](https://lms.vsb.cz/pluginfile.php/760201/mod_resource/content/1/E-PDF_HESLO%20od%2026.1.2018.pdf)

[10] Součinitel smykového tření - fyzikální tabulky součinitelů smykového tření. conVERTER - převody jednotek [online]. Copyright © 2002 [cit. 01.05.2019]. Dostupné z: <http://www.converter.cz/tabulky/smykove-treni.htm>

**Použitý software:**

Microsoft Office Word 2007

Autodesk Inventor Professional 2019

Autodesk AutoCAD 2019

Malování

---

## 8 Seznam příloh

<b><u>Druh výkresu:</u></b>	<b><u>Název výkresu:</u></b>	<b><u>Číslo výkresu:</u></b>	<b><u>Formát:</u></b>
Sestavný výkres	Sestava oddělovače	FIL0113 – BP	A0
Podsestava	Svařenec	FIL0113 – BP – 01	A4
Výrobní výkres	Kostka	FIL0113 – BP – 01 – 01	A4
Výrobní výkres	Jekl	FIL0113 – BP – 01 – 02	A4
Výrobní výkres	Držák	FIL0113 – BP – 02	A4
Výrobní výkres	Hlavní čep	FIL0113 – BP – 03	A4
Výrobní výkres	Podložka	FIL0113 – BP – 04	A4
Výrobní výkres	Tlustší trn	FIL0113 – BP – 05	A4
Výrobní výkres	Tenčí trn	FIL0113 – BP – 06	A4
Výrobní výkres	Úchyt	FIL0113 – BP – 07	A4

### Poděkování:

Děkuji doc. Ing. Jiřímu Friesovi, Ph.D. za cenné rady a pomoc při konzultacích během vypracovávání bakalářské práce. Taktéž děkuji firmě Semperflex Optimit s.r.o. za poskytnutí tématu a umožnění ho zpracovat.

---